531.383.001.2
Б 218

УДК 62—752.4 01 Расчет и проектирование элементов гироскопических устройств. Бабаева Н. Ф. и др., изд-во «Машиностроение», 1967, 480 с.

В книге рассмотрены некоторые вопросы расчета и проектирования типовых деталей и элементов гироскопических приборов: гиромоторов, опор подвеса, главных опор, устройств для передачи энергии, корректирующих и арретирующих устройств, следящих систем гироскопических приборов и устройств для съема показаний.

Книга предназначена для научных и инженерно-технических работников приборостроительной промышленности. Табл. 52. Илл. 211. Библ. 152 назв.

3797
Центральная
научно-техническая
БИБЛИОТЕКА

Рецензент канд. техн наук *Д. А Башкиров*
Научный редактор канд техн. наук *К. С. Хрусталев*

3—13—6
95—67

ВВЕДЕНИЕ

В общем комплексе приборов, которыми оборудованы современные летательные аппараты, суда и т. п., важные задачи решают гироскопические приборы, являющиеся сложными электромеханическими устройствами с большим количеством различных элементов.

Впервые возможность использования гироскопа для создания навигационных гироскопических приборов была обоснована Фуко в 1852 г. Но только в 1886 г. был создан удовлетворительно работающий пневматический гирогоризонт для астрономических наблюдений, а в 1908 году — гирокомпас Аншютца. Большой разрыв во времени между теоретическим и практическим решением задачи создания гироскопических приборов говорит о значительных технических трудностях, имеющих место при изготовлении элементов и узлов, при сборке приборов. Первые гироскопические приборы не обеспечивали достаточной точности измерений, и в авиации, где жестко ограничивались габариты и вес приборов, гироскопические приборы были в основном визуальными.

В настоящее время гироскопические приборы широко используются не только на летательных аппаратах и судах. Маркшейдеры используют гирокомпасы для подземной маркшейдерской съемки, нефтяники — для измерения кривизны буровых скважин. Используются гироскопические приборы также в системах управления зенитным огнем, на танках и во многих других системах специального назначения.

При проектировании современного гироскопического прибора конструктор обязан учитывать многообразие динамических, вибрационных и атмосферных условий, в которых приходится работать приборам. В табл. [9] приведены некоторые данные об условиях, в которых работают гироскопические приборы на различных основаниях.

Должна быть обеспечена надежная работа и стабильность показаний гироскопического датчика или прибора в следующих атмосферных условиях [28]:

а) температура окружающей среды от $-60°$ до $+60°$ С (около обшивки и вблизи двигателей до $200°$ С);

1282

ТАБЛИЦА

Условия работы гироскопических приборов

Объект	Диапазон частоты в *гц*	Приблизительный максимум амплитуды в *мм*	Линейные перегрузки	Вибрационные перегрузки
Суда	0—15	0,5	0,05 *g*	
	0—20	0,25		
Самолеты с поршневыми двигателями	0—60	0,25	6 *g* и более	6—10 *g*
	0—100	0,25		
Турбовинтовые самолеты	0—60	0,25		
	0—100	0,25		
Реактивные самолеты	До 500	0,025		
Ракеты	до 1500—2000		8—10 *g*	
Танки	1—3	51		
	100 и выше	0,025		

б) барометрическое давление: от нормального до почти полного вакуума;

в) относительная влажность окружающей среды от 10 до 90—95% (в условиях тропиков повышенная влажность сопровождается высокой температурой).

В наиболее тяжелых динамических и вибрационных условиях находятся гироскопические датчики, установленные на летательных аппаратах, работающих в режимах больших ускорений и состояния невесомости. В то же время их точность должна быть очень высокой. Так, например, к гироскопическому датчику, используемому в системе ориентации баллистической ракеты, предъявляются следующие требования*:

уход под влиянием случайных моментов $< 0{,}3$ *град/ч*;
уход из-за статической неуравновешенности $< 0{,}1$ *град/ч* на 1 *g*;
уход под влиянием неравножесткости элементов $< 0{,}01$ *град/ч* на 1 g^2;
отклонение центра масс от центра симметрии < 120 Å.

В настоящее время усилия конструкторов, проектирующих гироскопические приборы, технологов, разрабатывающих техноло-

* Кларэ. Перспективы прогресса в области инерциальных и астрономических стабилизированных платформ. — «Вопросы ракетной техники». Сборник переводов и обзоров иностранной периодической литературы. М., Изд-во «Мир», 1964, № 3. с. 17.

гию изготовления и сборки деталей и узлов приборов, направлены на устранение конструктивных и технологических причин, вызывающих уходы гироскопических приборов, изменение характеристик их элементов и узлов с течением времени.

Некоторые вопросы расчета и проектирования элементов и узлов гироскопических приборов с учетом современных требований рассматриваются в предлагаемой монографии. В книге сделана попытка систематизировать материалы по расчету и проектированию типовых деталей и элементов гироскопических приборов.

Содержание книги охватывает вопросы расчета и проектирования гиромоторов, опор подвеса и главных опор, устройств для передачи энергии и съема показаний, корректирующих устройств, а также следящих систем гироскопических приборов. Книга не претендует на исчерпывающее изложение всех затронутых вопросов.

Глава I написана Н. Ф. Бабаевой (пп. 1—7), И. М. Сивоконенко и К. Н. Явленским (пп. 8 и 9); главы II, III и VI — И. М. Сивоконенко и К. Н. Явленским; главы IV и VII — Н. Ф. Бабаевой; главы V и VIII — Ю. М. Хованским, глава IX — В. В. Хрущевым, глава X — В. М. Ерофеевым; пп. 9, 10, 12 гл. VIII и п. 7 гл. IX написаны В. П. Леоновым.

ГЛАВА I

РОТОРЫ ГИРОСКОПОВ

Гироскопом в самом общем смысле слова называется всякое симметричное быстровращающееся тело, подвешенное таким образом, что его ось собственного вращения может изменять свое положение относительно окружающих предметов.

Техническим гироскопом называют быстровращающийся ротор, смонтированный в подвесе, обеспечивающем ему дополнительно одну или две степени свободы. Главным элементом такого гироскопа является гиромотор, ротор которого вращается с большой угловой скоростью. Гиромотор может иметь кожух (герметичный или негерметичный), но может быть и без кожуха. Кожух гиромотора в большинстве конструкций является одной из рамок карданного подвеса.

Точность большинства гироскопических приборов, указывающих направление, оценивается по скорости ухода его главной оси (оси собственного вращения) от заданного направления в инерциальном пространстве, измеряемой в градусах в час.

Современные гироскопические приборы предназначены для работы на различных типах самолетов, ракет, морских и речных судов, танках и т. п. На каждом из этих объектов прибор попадает в специфичные условия работы. А это определяет и различие причин, обусловливающих уход гироскопа.

Уход любого гироскопического прибора вызывается нежелательными моментами. Для гироскопических приборов, устанавливаемых на основаниях, не подверженных действию больших линейных и вибрационных перегрузок эти моменты могут быть подразделены на две основные группы:

1) моменты, не зависящие от ускорений;

2) моменты, пропорциональные первой степени ускорений.

К первой группе относятся:

а) моменты трений на осях подвеса;

б) паразитные моменты, создаваемые гибкими токоподводами, реакцией датчиков сигналов и датчиков моментов;

в) моменты, обусловленные неодинаковой величиной демпфирования при повороте чувствительного элемента на положительные и отрицательные углы;

г) моменты, возникающие при изменении температуры вследствие изменения плотности жидкости или воздуха, поддерживающих чувствительный элемент;

д) моменты, возникающие под воздействием внешних магнитных полей.

Ко второй группе относятся:

а) моменты, вызываемые статическим небалансом;

б) моменты, обусловленные различием коэффициентов линейного расширения материалов элементов конструкции, износом шарикоподшипников, неодинаковым изменением коэффициента упругости элементов подвеса вследствие старения;

в) моменты, появляющиеся при несовпадении центра тяжести чувствительного элемента с точкой пересечения осей подвеса.

Уход гироскопического прибора имеет место также при изменении режима питания, так как при этом изменяется величина кинетического момента.

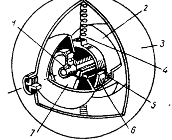


Рис. I.1 Поплавковый гироскоп с тремя степенями свободы:

1 — гироузел; *2* — кожух; *3* — сфера; *4* и *5* — торсионные нити; *6* — кольцо; *7* — ротор

Уход прибора, установленного на основании, подверженном действию значительных линейных и вибрационных ускорений, кроме перечисленных выше причин, вызывается также специфичной для таких оснований причиной. Это моменты, обусловленные неравножесткостью конструкции по направлениям ее главных осей. Такие моменты в отличие от других пропорциональны квадрату ускорения. Поэтому при больших ускорениях они значительно превышают постоянные моменты или моменты, пропорциональные ускорению. В случае, когда гироскоп подвержен вибрации с частотой, близкой к его собственной частоте, уход из-за неравножесткости может достигать недопустимых величин.

За последние пятнадцать лет в связи с бурным развитием ракетостроения и использованием гироскопов в системах наведения и системах управления космическими аппаратами была проделана большая работа по совершенствованию гироскопических приборов. Эта работа проводилась по двум основным направлениям: усовершенствование конструкции и технологии изготовления существующих гироскопических приборов; создание гироскопических приборов на совершенно новых принципах. Основная цель этих работ заключалась в уменьшении нежелательных моментов, вызывающих уход гироскопов.

Значительное снижение моментов трения по осям подвеса достигнуто в поплавковых гироскопах. На рис. I.1 представлена схема поплавкового гироскопа с тремя степенями свободы. Герметичный

гироузел *1* помещен в жидкость, удельный вес которой подобран таким образом, что гироузел находится в состоянии безразличного равновесия. Это позволяет для центрирования гироузла использовать торсионно-проволочный подвес, который почти полностью исключает момент трения.

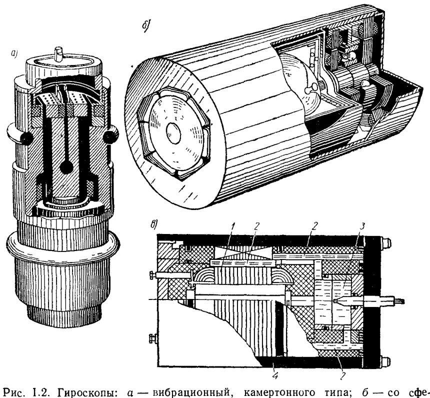


Рис. I.2. Гироскопы: *а* — вибрационный, камертонного типа; *б* — со сферическим жидкостным ротором; *в* — магнитодинамический

1 — статор; *2* — ртуть; *3* — мембрана; *4* — корпус

В настоящее время в стадии лабораторных исследований или разработки находятся гироскопы:

1) вибрационные (рис. I.2, *а*);
2) криогенные;
3) электростатические;
4) с жидкостным ротором (рис. I.2, *б*);
5) магнитодинамические (рис. I.2, *в*);
6) лазерные;
7) ядерные.

В вибрационном гироскопе носителями кинетического момента являются элементы, конструктивное выполнение

которых может быть различным. Эти элементы приводятся в колебательное или вращательное движение посредством посторонних источников. Такие гироскопы могут быть использованы для определения угловой скорости и угла поворота основания. На рис. 1.2, *а* приведен вибрационный гироскоп в камертонном оформлении.

Криогенный гироскоп имеет следующее устройство. Сферический ротор, выполненный из сверхпроводящего материала, вращается в вакууме при температуре, близкой к абсолютному нулю, и поддерживается сильным магнитным полем, создаваемым катушкой. Во вращение ротор приводится стартовым двигателем. После запуска ротора двигатель выключается, и сфера продолжает вращаться по инерции в течение длительного времени практически без дрейфа. В качестве датчика рассогласования используется оптический датчик.

В электростатическом гироскопе носителем кинетического момента является сферический ротор, изготавливаемый из бериллия. Ротор помещается в вакууме и приводится во вращение магнитным полем. В подвешенном состоянии в керамическом кожухе ротор удерживается сильным электростатическим полем. Съем сигналов осуществляется микроминиатюрной оптической системой.

Макет гироскопа с жидкостным ротором представлен на рис. 1.2, *б*. Сферическая полость внутри цилиндра заполнена жидкостью с малой вязкостью. При вращении цилиндр увлекает за собою жидкость, которая в момент поворота корпуса прибора вместе с платформой сохраняет неизменным направление в пространстве оси вращения. В случае вращения основания происходит рассогласование осей вращения цилиндра и жидкости. Установленные датчики при этом измеряют различные давления. Датчик выдает сигнал, по амплитуде и фазе которого определяют величину и направление составляющей угловой скорости. Подробно гироскоп с жидкостным ротором рассмотрен в [44].

В магнитодинамическом гироскопе (рис. 1.2, *в*) носителем кинетического момента, т. е. ротором, является ртуть, заполняющая пространство между магнитопроводом и статором. При вращении корпуса прибора вместе с основанием вокруг оси, перпендикулярной к оси вращения ртути, возникают кориолисовы силы инерции, приводящие к появлению различия в давлениях на торцовые поверхности. Датчики замеряют эту разность давлений и выдают сигнал, пропорциональный угловой скорости вращения основания.

Лазерные гироскопы дают совершенно новый способ определения угловой скорости вращения основания. Луч света, излучаемый лазером в двух противоположных направлениях, отражается зеркалами по замкнутой треугольной или квадратной траектории. При вращении площадки возникает неравенство путей,

проходимых лучами, и появляется различие в частотах двух встречающихся пучков.

Биение частоты пропорционально скорости вращения платформы [121]

$$\Delta f = k\frac{\omega A}{\lambda P},$$

где Δf — биение частоты;

ω — входная угловая скорость;

A — площадь площадки;

λ — длина волны лазера;

P — периметр площадки;

k — коэффициент пропорциональности.

Для стационарной лабораторной установки со стороной квадрата около 61 *см* разность частот составляла около 500 циклов на *рад/сек*. Более подробно лазерные гироскопы рассмотрены в [121, 140].

В ядерных гироскопах используются инерционные свойства ядра или протонов и электронов. При помещении в постоянное магнитное поле векторы магнитного и механического моментов элементарной частицы приобретают вполне определенную ориентацию. Ориентированные моменты придают частицам свойства, присущие гироскопам: устойчивость в пространстве и способность к прецессии. Эти свойства элементарных частиц и используются для определения угловой скорости и углового отклонения основания.

Отсутствие движущихся механических частей в магнитодинамическом, лазерном и ядерном гироскопах исключает многие причины ухода, характерные для обычных гироскопов. Лазерные и ядерные гироскопы не подвержены также воздействию линейных ускорений и вибрационных перегрузок. В настоящее время лазерный гироскоп считается одним из наиболее перспективных.

1. Основные типы гиромоторов

Гиромоторы современных гироскопических приборов по характеру питания могут быть подразделены на следующие типы: электрические, пневматические, реактивные (пороховые и т. п.), пружинные, электромагнитные (криогенные и т. п.).

Электрические гиромоторы. В настоящее время наибольшее распространение получили гиромоторы с электрическим приводом. Электрические гиромоторы могут быть машинами переменного или постоянного тока. Для последнего времени характерна тенденция перехода на питание гиромоторов только переменным током, так как при питании постоянным током в конструкции гиромотора имеются щетки, которые истираются в процессе работы, вследствие чего нарушается балансировка и происходит загрязнение.

Среди гиромоторов переменного тока наибольшее распространение получили асинхронные и гистерезисные гиромоторы. Частота

переменного тока, используемого для питания гироскопических приборов, составляет 300, 400, 500 и 1000 *гц*, напряжение 36, 40, 110, 208 *в*.

Основным параметром, определяющим точность работы гироскопического прибора, является кинетический момент $H = J\Omega$ (J — момент инерции ротора относительно его главной оси, Ω. — угловая скорость собственного вращения вокруг главной оси). Для увеличения кинетического момента электрический гиромотор выполняют по обращенной схеме (статор расположен внутри ротора, запресованного в массивный обод).

Большое значение кинетического момента можно получить либо за счет увеличения момента инерции ротора, либо путем повышения угловой скорости вращения ротора.

Угловая скорость Ω вращения ротора пропорциональна частоте питающего тока и обратно пропорциональна числу пар полюсов

$$\Omega = \frac{2\pi f(1 - s)}{p},$$

где f — частота тока;

s — скольжение;

p — число пар полюсов.

Угловая скорость собственного вращения ротора ограничивается, с одной стороны, допустимой прочностью на разрыв, аэродинамическим сопротивлением, с другой — возрастанием потерь в машине при высокой частоте питания.

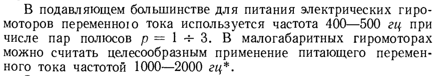


Рис. I.3. Кривые изменения оборотов ротора на выбеге:

1 — турбулентный режим; *2* — ламинарный режим, *3* — экспериментальная кривая

В подавляющем большинстве для питания электрических гиромоторов переменного тока используется частота 400—500 *гц* при числе пар полюсов $p = 1 \div 3$. В малогабаритных гиромоторах можно считать целесообразным применение питающего переменного тока частотой 1000—2000 *гц**.

Электрические гиромоторы используются в гироскопических приборах как длительного, так и кратковременного действия. В последних приборах рабочим режимом для гиромотора является режим выбега. На рис. I.3 приведены кривые изменения кинетических моментов некоторых электрических гиромоторов на выбеге [56].

* Более подробно об электрических гиромоторах см гл. IX.

Готовность к работе современного гироскопического прибора повышенной точности в основном определяется временем, необходимым для такого прогрева гироскопического прибора, при котором наступает оптимальная температурная динамическая балансировка.

В табл. I.1 приведены характеристики некоторых асинхронных гиромоторов.

ТАБЛИЦА I.1

Характеристики роторов гиромоторов

Тип гиромотора	Материал ротора	Режим питания		Кинетический момент в $кгм^2 \cdot сек$	Скорость вращения ротора в *об/мин*	Полярный момент в инерции в $кгм^2$	Наружный диаметр в *мм*
		в	*гц*				
ГМ-4	Латунь ЛС 59-1	36	400	0,392	21 500	$17{,}25 \cdot 10^{-5}$	55
ГМ-4М	Латунь ЛС 59-1	36	400	0,392	21 900	$17{,}25 \cdot 10^{-5}$	55
СГМ-4	Сталь 4Х13	36	400	0,392	21 500	$16{,}8 \cdot 10^{-5}$	56
ГМ-0,5	Сталь 4Х13	36	400	0,049	21 500	$2{,}09 \cdot 10^{-5}$	37
ГМ-0,2	Сталь 20	36	400	0,0196	21 600	$0{,}85 \cdot 10^{-5}$	32
ГС-0,1	Латунь ЛС 59-1	36 36	400 400	0,0098 0,0020	24 000 22 000	$0{,}43 \cdot 10^{-5}$ $0{,}78 \cdot 10^{-4}$	27 25
Гирокомпаса „Курс“	Легированная сталь	120	330	10,8	20 000	$5{,}16 \cdot 10^{-3}$	130
ГА/18/10	То же	120	500	64,2	10 000	$61{,}3 \cdot 10^{-3}$	180
Гирокомпаса „Гиря“	»	120	500	3,04	30 000	$0{,}98 \cdot 10^{-3}$	96
Г-5/30	—	120	500	0,196	30 000	$6{,}96 \cdot 10^{-5}$	50
Г-7/15	—	120	500	0,632	15 000	$45{,}8 \cdot 10^{-5}$	70
Г-7/30	—	120	500	1,26	30 000	$45{,}8 \cdot 10^{-5}$	70
ГА-7,5/16,5	—	65	275	0,735	16 500	$49{,}0 \cdot 10^{-5}$	75

Пневматические гиромоторы. В электрических гироскопических приборах имеются собственные магнитные поля, которые недопустимы в системах специального назначения. В таких случаях используются пневматические приборы, в которых вращение ротора осуществляется при помощи воздуха или какого-либо газа. На рис. I.4, *б* приведена схема пневматического гироскопа, используемого в системах управления зенитных снарядов. Газ, поступающий под да-

влением 71,6 ÷ 143 *н/см²* на лопасти алюминиевого ротора за 0,1 *сек* приводит его во вращение с угловой скоростью 50 000 *об/мин*. В рабочем состоянии подвес ротора осуществляется посредством этого же газа, создающего воздушную подушку. Зазор между ротором и корпусом — 0,025 *мм*. Вес блока гироскопа, выполненного из алюминия, составляет 8,8 *н*. Диаметр блока 7,5 *см*, длина 7,5 *см*.

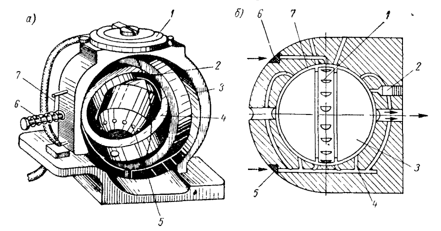


Рис I 4. Пороховой и пневматический гироскопы:

а — пороховой:

1 — потенциометр; *2* — ротор, *3* — наружное кольцо подвеса; *4* — внутреннее кольцо подвеса; *5* — реактивные отверстия ротора; *6* — арретир, *7* — плавкий предохранитель;

б — пневматический:

1 — турбина; *2* — датчик давления; *3* — ротор; *4* — воздушные каналы; 5 — вход воздуха для вращения ротора; *6* — вход воздуха для газового подшипника, *7* — газовый подшипник

Гироузел может выдерживать перегрузки до 100 *g*. Чем больше давление газа, обеспечивающего работу прибора, тем большие перегрузки он способен выдерживать.

Подробное исследование влияния магнитных полей на тела, вращающиеся с большой угловой скоростью, дано в трудах Н. И. Сигачева.

Пороховые и пружинные гиромоторы. В гироскопических приборах, готовность которых к действию должна обеспечиваться за время, исчисляемое долями секунды, невозможно использовать электрические и пневматические гиромоторы. В таких приборах используются пороховые или пружинные гиромоторы.

На рис. I.4, *а* изображен пороховой гироскоп. Ротор такого гироскопа состоит из двух свинчиваемых частей. Пиропатрон закладывается в ротор. В стенке одной из половин ротора высверлены отверстия, в которые в нерабочем состоянии заложен легкоплавкий проводник. В исходном положении гироскоп находится в заарретированном состоянии. Арретир фиксируется пружиной из легкоплав-

кого проводника. При включении прибора в электрическую цепь происходит взрыв пиропатрона, расплавление металла заполняющего сопла и разарретирование гироузла. За 0,02 *сек* ротор набирает рабочее число оборотов. После этого происходит запуск системы, управляемой пороховым гироскопом [152].

В пружинных гиромоторах пиропатрон заменен пружиной. Как и пороховой гиромотор, пружинный гиромотор используется в основном в управляемых снарядах ближнего действия. После достижения ротором заданного числа оборотов происходит автоматическое отключение пружинного механизма от собственно ротора. Включение реактивного двигателя снаряда происходит только после набора ротором рабочего числа оборотов.

Рабочим режимом для порохового и пружинного гиромоторов является режим выбега.

2. Оптимальные соотношения между конструктивными параметрами ротора гироскопа, не подверженного действию ускорений

Основными исходными данными при проектировании гиромоторов являются кинетический момент, допускаемый вес, допускаемые габариты. Кинетический момент H гиромотора определяется как произведение полярного момента инерции J его ротора на угловую скорость Ω собственного вращения.

Для повышения точности гироскопического прибора желательно максимальное увеличение кинетического момента гироскопа. Это возможно как за счет увеличения момента инерции J ротора гиромотора, так и за счет повышения числа оборотов Ω. Увеличение момента инерции связано с увеличением размеров ротора, с применением материала с наибольшим удельным весом. Поскольку момент инерции тела относительно оси определяется как произведение массы тела на квадрат радиуса инерции, целесообразно располагать массу ротора как можно дальше от оси его собственного вращения. Именно поэтому гиромоторы электрических гироскопических приборов представляют собой электромоторы обращенного типа, в которых статор находится внутри ротора. Но увеличение массы, а следовательно, и веса ротора приводит к повышению давления на подшипники опор внутреннего и наружного колец карданного подвеса. Это приводит к увеличению момента трения на осях подвеса и к недопустимым по величине уходам чувствительного элемента гироскопического прибора от заданного направления. Поэтому к повышению момента инерции ротора путем увеличения его массы надо подходить осторожно. Может случиться так, что увеличение кинетического момента указанным путем приведет не к повышению, а к понижению точности гироскопического прибора.

Увеличение числа оборотов ротора асинхронных и гистерезисных гиромоторов осуществляется путем повышения частоты питаю-

щего переменного тока. Но при этом резко снижается срок службы главных подшипников, увеличиваются электрические потери, ухудшается тепловой режим.

На кафедре, возглавляемой проф. В. А. Павловым, проводились исследования по определению оптимальных соотношений между конструктивными параметрами ротора гиромотора (не подверженного действию значительных ускорений), при соблюдении которых обеспечивается максимальная точность реальной гироскопической системы (при идентичных условиях работы). В результате исследований [87] были определены оптимальные соотношения между конструктивными параметрами облегченного шарового ротора (рис. I.5, *а*), при которых отношение веса ротора к его моменту инерции G/J минимально, а полярный момент инерции J сохраняет достаточно большое значение.

Эти соотношения следующие:

$$r_к = 0{,}5\,R;$$

$$a_к = 0{,}134\,R; \quad \frac{GR^2}{2g} = 1{,}82;$$

где R — наружный радиус шарового ротора;

G — вес ротора;

J — полярный момент инерции ротора;

g — ускорение силы тяжести.

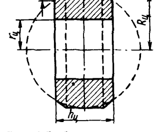


Рис. I.5. Формы роторов: *а* — облегченный шаровой ротор; *б* — цилиндрический ротор со скосами

В малогабаритных гироскопических приборах широко применяются роторы с цилиндрической поверхностью (рис. I.5, *б*).

Можно ввести зависимости

$$R_ц = \alpha R;$$
$$r_ц = \beta R_ц = \alpha\beta R;$$
$$h_ц = \gamma R_ц = \alpha\gamma R,$$

где $R_ц$ и $r_ц$ — наружный и внутренний радиусы цилиндрического ротора;

$h_ц$ — высота (толщина) цилиндрического ротора;

α, β, γ — коэффициенты, характеризующие зависимость между перечисленными параметрами.

Исследованиями установлено, что, исходя из требований максимальной точности прибора, при переходе от шарового ротора с цилиндрической выточкой к цилиндрическому ротору величины коэффициентов α, β и γ целесообразно выбирать равными

$$\left.\begin{aligned}\alpha &= 1;\\ \beta &= 0{,}5;\\ \gamma &= 1{,}015.\end{aligned}\right\} \qquad (I.1)$$

Основным недостатком цилиндрического ротора является его значительное аэродинамическое сопротивление вследствие резких переходов, обусловленных формой ротора. Для уменьшения аэродинамического сопротивления делают скосы. Цилиндрический ротор со скосами представлен на рис. I.5, *б*.

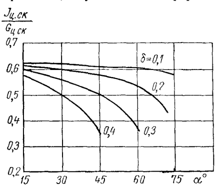


Рис. I.6. График зависимости $\frac{J_{ц.ск}}{G_{ц.ск}} = f(\alpha)$

Величину скоса ротора a можно связать с радиусом ротора $R_ц$ зависимостью $a = \delta R_ц$.

На рис. I.6 приведены кривые зависимости отношения $J_{ц.ск}/G_{ц.ск}$ (где $J_{ц\,ск}$ и $G_{ц.ск}$ — момент инерции и вес ротора со скосами) от угла α и величины скоса a.

При проектировании ротора гиромотора целесообразна следующая последовательность определения его размеров:

а) по заданным кинетическому моменту H и собственной угловой скорости вращения Ω определяется необходимый момент инерции $J = \frac{H}{\Omega}$;

б) выбирают материал маховика ротора гиромотора;

в) вес $G_ц$ и полярный момент инерции цилиндрического ротора определяются формулами:

$$G_ц = \pi\gamma\,(R_ц^2 - r_ц^2)\,h_ц;$$

$$J_ц = \pi p\,\frac{(R_ц^4 - r_ц^4)}{2}\,h_ц,$$

где γ — удельный вес в *н/м*³;

p — плотность в *кг/м*³.

Полагая $r_ц = 0{,}5\,R_ц$, $h_ц = 1{,}015\,R_ц$, можно определить радиус цилиндрического ротора, необходимый для обеспечения заданного момента инерции, по формуле

$$R_ц^5 = \frac{J_ц}{0{,}476\,\pi p}.$$

Если полученная величина $R_ц$ удовлетворяет заданным габаритам, переходят к конструированию электрического гиромотора. Если полученное значение $R_ц$ выходит за пределы заданных габаритов, рассматривается вопрос о возможности применения материалов с бо́льшим удельным весом γ или повышения угловой скорости собственного вращения Ω.

3. Определение конструктивных параметров ротора гироскопа, подверженного действию больших линейных ускорений

Гироскопические приборы могут быть установлены на платформы, движущиеся с большими линейными ускорениями и подверженные вибрациям. Поскольку элементы конструкции не являются абсолютно жесткими телами, ускорения платформы вызывают упругие деформации, приводящие к смещению центра тяжести гироскопа по отношению к точке подвеса, а следовательно, появляются моменты, вызывающие уход гироскопа.

Эти моменты определяются формулами:

$$\left.\begin{aligned} M_x &= -m^2 W_y W_z \frac{(B_y - B_z)}{B_y B_z};\\ M_y &= -m^2 W_x W_z \frac{(B_z - B_x)}{B_x B_z};\\ M_z &= -m^2 W_x W_y \frac{(B_x - B_y)}{B_x B_y}, \end{aligned}\right\} \qquad (I.2)$$

где W_x, W_y, W_z — проекции вектора линейного ускорения на соответствующие оси гиромотора;

B_x, B_y, B_z — суммарные жесткости гиромотора по тем же осям.

В реальных конструкциях гиромоторов жесткость главных подшипников ротора незначительна в осевом направлении и достигает больших значений в радиальном направлении. Ось ротора имеет большую жесткость в направлении оси собственного вращения и малую — в радиальном. Жесткость корпуса гиромотора в направлении оси собственного вращения ротора меньше, чем в направлениях, перпендикулярных к этой оси.

Из равенств (I.2) видно, что моменты M_x, M_y и M_z будут равны нулю в случае равенства коэффициентов суммарной жесткости B_x, B_y и B_z, т. е. в случае равножесткости конструкции по всем трем осям. Поэтому в настоящее время требование равножесткости конструкции является одним из основных требований, предъявляемых к гироскопическим приборам, устанавливаемым на объектах, движущихся с большими ускорениями.

Моменты, обусловленные упругими деформациями, имеют место и в случае, когда гироскопический прибор устанавливается на

3797

объект, подверженный вибрации. Как показывают исследования [91, 98, 100], вибрации объекта приводят к появлению постоянной составляющей момента, которая и вызывает прецессионное движение гироскопа. Эта составляющая исчезает, если обеспечена равножесткость конструкции. Следовательно, равножесткость конструкции является одним из основных требований и в случае работы гироскопического прибора в условиях вибрации.

Таким образом, на ротор гироскопического прибора, установленного на основание, движущееся с большими ускорениями, действуют моменты:

1) обусловленные неравножесткостью конструкции в направлении ее главных осей;

2) обусловленные смещением центра тяжести вследствие несбалансированности гироузла относительно оси подвеса гиромотора.

Эти моменты могут быть определены по формуле

$$M_б = m(g + W)\Delta l,$$

где m — масса ротора;

Δl — величина смещения центра тяжести ротора;

g и W — соответственно ускорение силы тяжести и модуль проекции линейного ускорения основания на направление ускорения силы тяжести;

3) обусловленные смещением центра тяжести вследствие температурных деформаций. В практике температурная разбалансировка определяется экспериментально. В случае автоматического регулирования температуры в требуемых пределах величины этих моментов незначительны;

4) обусловленные силами упругости, создаваемыми торсионными подвесами (для поплавковых гироскопов). Как правило, торсионы работают в условиях, при которых соблюдается пропорциональная зависимость между деформацией и силой, ее вызывающей.

Эти моменты могут быть определены по формуле

$$M_T = \frac{G_* J_m}{l}\varphi,$$

где G_* — модуль упругости кручения торсиона;

J_m — полярный момент инерции торсиона;

l — длина торсиона;

φ — угол закручивания торсиона в *рад*.

На гироузел действуют также моменты, величины которых в практике определяются экспериментальным путем: моменты, создаваемые датчиками углов, токоподводами, конвекционными токами в жидкости, датчиками моментов.

Моменты, действующие на поплавковый гироскоп, могут быть подразделены на три основные группы:

1) моменты, определяемые выражением, в которое входит квадрат массы [см. формулы (I.2)] $M_1 = k_1 m^2$;

2) моменты, связанные пропорциональной зависимостью с массой $M_2 = k_2 m$, где k_2 — коэффициент пропорциональности;

3) моменты, не зависящие от массы $M_3 = \varkappa$.

В связи с тем, что точное направление векторов моментов M_1, M_2, M_3 не известно, суммарный момент определяют по формуле

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2 + M_3^2} = \sqrt{k_1^2 m^4 + k_2^2 m^2 + \varkappa^2}.$$

Уход главной оси гироскопа в пространстве получим по правилу прецессии

$$\dot{\psi} = \frac{M}{J\Omega} = \frac{1}{J\Omega}\sqrt{k_1^2 m^4 + k_2^2 m^2 + \varkappa^2}. \qquad (I.3)$$

Момент инерции ротора можно выразить через его массу m и радиус инерции ρ

$$J = m\rho^2. \qquad (I.4)$$

Подставив выражение (I.4) в равенство (I.3), получим

$$\dot{\psi} = \frac{1}{\Omega\rho^2}\sqrt{k_1^2 m^2 + k_2^2 + \frac{\varkappa^2}{m^2}}. \qquad (I.5)$$

Оптимальную массу ротора можно получить, приравняв нулю производную $d\dot{\psi}/dm$

$$\frac{d\dot{\psi}}{dm} = \frac{1}{\Omega\rho^2}\cdot\frac{mk_1^2 - \frac{\varkappa^2}{m^3}}{\sqrt{k_1^2 m^2 + k_2^2 + \frac{\varkappa^2}{m^2}}}.$$

Полученное выражение будет равно нулю, если

$$mk_1^2 - \frac{\varkappa^2}{m^3} = 0,$$

отсюда

$$m_{опт} = \sqrt{\frac{\varkappa}{k_1}}. \qquad (I.6)$$

Рис. I.7. Ротор гироскопа поплавкового типа

Так как $d^2\dot{\psi}/dm^2$ для массы, определяемой выражением (I.6), больше нуля, равенство (I.6) определяет минимальную величину массы ротора.

В первом приближении сечение ротора гиромотора можно принять в виде, представленном на рис. I.7.

Масса ротора с таким сечением может быть определена как сумма масс трех тел I, II, III.

Тогда

$$m = m_I + m_{II} + m_{III},$$

где

$$m_I = p\pi(R^2 - r^2)\,l,$$
$$m_{II} = p\pi(r^2 - r_1^2)\,l_1,$$
$$m_{III} = p\pi(r_1^2 - r_2^2)\,l_2.$$

Здесь p — плотность материала, из которого **изготовляется ротор.**

Таким образом,

$$m = p\pi\,[(R^2 - r^2)\,l + (r^2 - r_1^2)\,l_1 + (r_1^2 - r_2^2)\,l_2].$$

Размеры ротора R, l, r_1, r_2, l_1 и l_2 выбираются по конструктивным соображениям.

Заменив массу m ее оптимальным значением (I.6) получим

$$\sqrt{\frac{\varkappa}{k_1}} = p\pi\,[(R^2 - r^2)\,l + (r^2 - r_1^2)\,l_1 + (r_1^2 + r_2^2)\,l_2]. \qquad (I.7)$$

Из выражения (I.5) следует, что уход гироскопа зависит не только от массы ротора, но и от его радиуса инерции ρ.

Пусть ω_∂ — уход, допустимый для проектируемого прибора Тогда должно выполняться неравенство

$$\dot{\psi} \leqslant \omega_\partial$$

Заменив в выражении (I.5) массу m ее оптимальным значением (I.6), а $\dot{\psi}$ — его допустимой максимальной величиной ω_∂, получим:

$$\omega_\partial = \frac{1}{\Omega\rho^2}\sqrt{2k_1\varkappa + k_2^2},$$

откуда

$$\rho^2 = \frac{1}{\Omega\omega_\partial}\sqrt{2k_1\varkappa + k_2^2}. \qquad (I.8)$$

Радиус инерции ρ проектируемого ротора можно выразить через параметры последнего.

Действительно, с одной стороны момент инерции J ротора определяется выражением (I.4), с другой стороны, его можно определить как сумму моментов инерции тел I, II, III (рис. I.7).

Так как

$$J_I = \frac{1}{2}\,p\pi\,(R^4 - r^4)\,l;$$

$$J_{II} = \frac{1}{2}\,p\pi\,(r^4 - r_1^4)\,l_1;$$

$$J_{III} = \frac{1}{2}\,p\pi\,(r_1^4 - r_2^4)\,l_2,$$

то, введя соотношение $r = a_3R$,
получим

$$J = \frac{\pi}{2}\,p\,[a_3^4\,(l_1 - l)\,R^4 + R^4 l - r_1^4 l_1 + (r_1^4 - r_2^4)\,l_2]. \qquad (I.9)$$

Подставим в равенство (I.4) значение оптимальной массы (I.6) и приравняем к равенству (I.9)

$$\rho^2 = \frac{\pi}{2}\,p\,\sqrt{\frac{k_1}{\varkappa}}\,[a_3^4\,(l_1 - l)\,R^4 + R^4 l - r_1^4 l_1 + (r_1^4 - r_2^4)\,l_2].$$

Подставим полученное значение ρ^2 в (I.8)

$$\frac{\pi p}{2}\sqrt{\frac{k_1}{\varkappa}}\,[R^4 l-(l-l_1)\,a_3^4 R^4-r_1^4 l_1+(r_1^4-r_2^4)\,l_2]=\frac{1}{\omega_\partial \Omega}\sqrt{2k_1\varkappa+k_2^2},$$

отсюда

$$a_3=\sqrt[4]{\frac{1}{(l-l_1)R^4}\left[R^4 l-r_1^4 l_1+(r_1^4-r_2^4)\,l_2-\frac{2}{\omega_\partial \Omega p\pi}\sqrt{\frac{\varkappa}{k_1}(2k_1\varkappa+k_2^2)}\right]}. \tag{I.10}$$

Равенство (I.10) позволяет определить коэффициент a_3 (т. е. внутренний радиус ротора r) по заданному уходу для ротора с минимальной массой.

Равенство (I.7) дает возможность выбора конструктивных размеров ротора, сохраняя минимальной его массу.

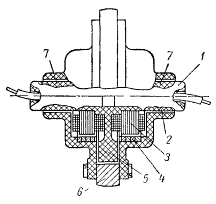


Рис. I.8. Керамический гиромотор:

1 — керамическая ось; 2 — керамические крышки; 3 — статоры; 4 — активные части ротора; 5 — диск; 6 — металлический обод; 7 — радиальные подшипники

Конструктивные параметры роторов гиромоторов, не подверженных и подверженных действию больших перегрузок, полученные из условий заданной точности гироскопического прибора, могут быть изменены при расчете электрических элементов ротора. Если полученные размеры позволяют обеспечить нормальный тепловой режим и удовлетворительные энергетические показатели, они сохраняются, если нет — они могут быть изменены. Решение вопроса в этом случае зависит от конкретного назначения проектируемого гироскопического прибора.

Создание равножесткого гиромотора является одной из сложных задач. Для обеспечения равножесткости в некоторых гироскопических приборах применяются компенсаторы неравножесткости.

В настоящее время проводятся работы по отработке конструкции керамического гиромотора, который обеспечивает большую стабильность положения центра тяжести и равножесткость по требуемым направлениям (рис. I.8).

4. Определение моментов инерции роторов гиромоторов

В практике момент инерции ротора гиромотора относительно оси его собственного вращения определяется как сумма моментов инерции всех его элементов, участвующих во вращении с угловой скоростью Ω.

На рис. I.9 представлены элементы роторов гиромоторов авиационных приборов АГК (рис. I.9, *а*), ГМК-2 (рис. I.9, *б*), ГПК-52 (рис. I.9, *в*), морского гирокомпаса типа «Курс» (рис. I.9, *г*), участвующие во вращении ротора вокруг его главной оси с угловой скоростью Ω.

Конструктивное оформление ротора электрического гиромотора вносит изменение в оптимальное теоретическое сечение ротора, и поэтому невозможно дать общие формулы, позволяющие определить момент инерции ротора.

Для определения момента инерции ротора гиромотора обычно придерживаются следующей последовательности.

1. Вычерчивают в масштабе диаметральное сечение ротора гиромотора со всеми деталями, участвующими во вращении, и указывают все необходимые для расчета размеры.

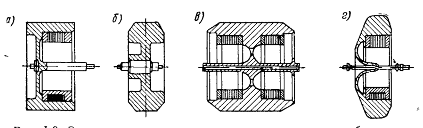


Рис. I 9 Элементы роторов гиромоторов, участвующие в собственном вращении ротора

2. Разбивают ротор на простейшие тела вращения, моменты инерции которых могут быть определены по формулам.

3. Определяют объем простейших тел вращения, на которые разбит ротор, по формуле Гюльдена

$$V = 2\pi F z_c,$$

где F — площадь плоской фигуры, образующей тело вращения; z_c — расстояние центра тяжести плоской фигуры до оси вращения.

4. Определяют массу простейших тел вращения по формуле

$$m = pV,$$

где p — плотность материала.

Материалы, применяемые для изготовления маховиков роторов гиромоторов, и их свойства указаны в табл. I.2.

5. Находят теоретический вес ротора по формуле

$$P = mg,$$

где g — ускорение силы тяжести.

ТАБЛИЦА 1.2

Механические свойства материалов, применяемых для изготовления роторов

Марка стали	Прочность при растяжении в $н/мм^2$	Предел текучести в $н/мм^2$	Относительное удлинение в %	Термическая обработка
35ХМФА	882	783	18	Закалка в масле при 840—860° С, отпуск при 600° С в течение 2—3 часов
18ХНВА	1128	783	12	Закалка при 950° С, отпуск при 160° С
4Х13	588	343	20	Отжиг при 860° С
	882	686	10	Закалка при 1050° С, отпуск при 700° С
Сталь 20	400	242	26	
Латунь ЛС 59-1	410	142	36	

6. Определяют моменты инерции простейших тел вращения относительно главной оси ротора по соответствующим формулам и момент инерции ротора гиромотора как сумму моментов инерции тел, на которые он был разбит:

$$J = \sum_{i=1}^{i=n} J_i.$$

Роторы асинхронных и гистерезисных гиромоторов, как уже указывалось, состоят из собственно ротора (маховика) и беличьего колеса. В асинхронных двигателях пакет беличьего колеса набирают либо из штампованных пластин электротехнической стали толщиной 0,35 *мм*, либо из меди. В первом варианте пакеты склеивают клеем БФ, а пазы в пакетах заполняют алюминиевым сплавом АЛ-2. Во втором варианте в пазы пакета вставляются стержни из латуни или меди, которые расклепывают и пропаивают припоем ПОС-40. В гистерезисных двигателях электрическая часть ротора набирается из магнитотвердого материала типа викалой и запрессовывается в латунный (или из другого материала) обод.

Таким образом, беличье колесо асинхронного двигателя является неоднородным по используемым в его конструкции материалам. Поэтому при расчете массы и момента инерции беличьего колеса вводят условную плотность. В практике условную плотность берут равной 0,98% от плотности электротехнической стали.

ТАБЛИЦА I.3

Порядковый номер фигуры	Эскиз	Основные размеры					Площадь F_i в $м^2$	Объем $V_i = 2\pi F_i z_{ci}$ в $м^3$	Плотность p_i в $кг/м^3$	Масса $m_i = p_i V_i$ в $кг$	Вес $p_i = m_i g$ в $н$	Момент инерции в $кгм^2$
		R	r	z_{ci}	h	$R-r$						

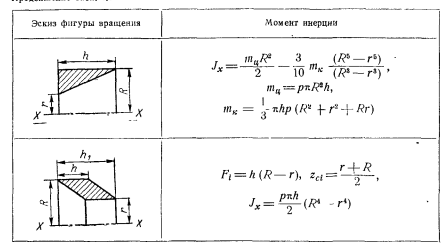
В табл. I.3 приведена форма, рекомендуемая для использования при расчете момента инерции ротора. В табл. I.4 даны наиболее часто встречающиеся формы простейших сечений и необходимые при расчетах формулы.

ТАБЛИЦА 1.4

Моменты инерции простейших тел

Эскиз фигуры вращения	Момент инерции
	$F_i = Rh,\ z_{ci} = \frac{R}{2},\ J_x = \frac{mR^2}{2}$
	$F_i = (R-r)h,\ z_{ci} = \frac{r+R}{2},$ $J_x = \frac{m}{2}(R^2+r^2)$
	$F_i = \frac{h(r+R)}{2},\ z_{ci} = \frac{(r+R)^2 - Rr}{3(R+r)},$ $m = \frac{1}{3}\pi hp(R^2+r^2+Rr),$ $J_x = \frac{3}{10}m\frac{(R^5-r^5)}{(R^3-r^3)}$
	$F_i = \frac{(R-r)h}{2},\ z_{ci} = \frac{2r+R}{3},$ $J_x = \frac{3}{10}m_к\frac{(R^5-r^5)}{(R^3-r^3)} - \frac{m_ц r^2}{2},$ $m_к = \frac{1}{3}\pi hp(R^2+r^2+Rr),$ $m_ц = p\pi r^2 h$

Продолжение табл. I.4



Эскиз фигуры вращения	Момент инерции
	$J_x = \frac{m_ц R^2}{2} - \frac{3}{10} m_к \frac{(R^5 - r^5)}{(R^3 - r^3)}$, $m_ц = p\pi R^2 h$, $m_к = \frac{1}{3} \pi h p (R^2 + r^2 + Rr)$
	$F_i = h(R - r)$, $z_{ci} = \frac{r + R}{2}$, $J_x = \frac{p\pi h}{2}(R^4 - r^4)$

5. Расчет ротора гиромотора на прочность

Во вращательном движении ротора с угловой скоростью Ω участвуют маховик ротора, беличье колесо и другие конструктивные элементы гиромотора.

Основными элементами ротора, которые испытывают наибольшие напряжения при вращении ротора с большой угловой скоростью, являются собственно ротор и беличье колесо.

Соединение маховика ротора с беличьим колесом обычно осуществляется по прессовой посадке: беличье колесо и маховик изготавливаются отдельно по заданным допускам, затем ротор нагревается до определенной температуры и надевается на беличье колесо; после охлаждения ротора должно быть обеспечено соединение маховика с беличьим колесом по прессовой посадке. При этом маховик в нерабочем состоянии испытывает равномерное давление со стороны беличьего колеса.

При вращении ротора гиромотора с большой угловой скоростью маховик ротора находится в сложном напряженном состоянии. На внутреннюю полость маховика действует равномерное давление со стороны беличьего колеса (рис. I.10). Вследствие собственного вращения элементарный объем, выделенный в теле маховика, будет подвергаться растяжению в направлении, перпендикулярном к оси собственного вращения.

Масса элементарного объема, выделенного в теле беличьего колеса, определяется по формуле

$$dm_{1i} = p_1 l_{1i} d\varphi_i dl_{1i} h_1,$$

где p_1 — условная величина средней плотности беличьего колеса;
l_{1i} — расстояние центра тяжести элементарного объема от оси вращения ротора;
h_1 — ширина беличьего колеса.

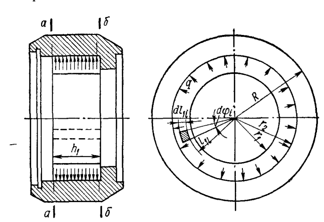


Рис. I.10. Силы, действующие на ротор

Центробежная сила инерции, действующая на элементарную массу, определяется по формуле

$$dP_ц = dm_{1i} W_{ni} = \Omega^2 h_1 p_1 l_{1i}^2 d\varphi_i dl_{1i}.$$

Следовательно, центробежная сила инерции, действующая на все беличье колесо, определится выражением

$$P_ц = \Omega^2 h_1 p_1 \int\limits_{r_1}^{r_2} \int\limits_{0}^{2\pi} l_{1i}^2 \, d\varphi_i dl_{1i} = \Omega^2 h_1 p_1 2\pi \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{3}.$$

Давление P на маховик, обусловленное силами инерции, действующими на беличье колесо, равно

$$P = \frac{P_ц}{F_{б.\,к}},$$

где $F_{б\,к}$ — площадь соприкосновения беличьего колеса и маховика ротора; $F_{б.к} = 2\pi r_2 h_1$.

Следовательно

$$P = p_1 \Omega^2 \frac{(r_2^3 - r_1^3)}{3 r_2}.$$

Наибольшие напряжения испытывает участок маховика, ограниченный плоскостями aa и bb (рис. I.11), так как на этом участке на элементарный объем, выделенный в теле маховика, действуют силы давления со стороны беличьего колеса и инерционные центро-

бежные силы, обусловленные вращением ротора с угловой скоростью Ω.

Центробежная сила, действующая на элементарный объем маховика ротора (рис. I.12) равна

$$dP_i = dm_i W_{ni} = p^* \Omega^2 r_i^2 dr_t d\varphi_t h_1.$$

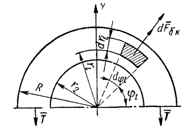


Рис. I.11. Силы, действующие на элементарный объем

Участок маховика, ограниченный плоскостями *aa* и *bb*, находится в состоянии равновесия под действием трех сил: силы давления со стороны беличьего колеса, центробежной силы инерции и двух растягивающих сил T (рис. I.11).

Сила давления со стороны беличьего колеса равна

$$dF_{б.\,к} = p\,dS,$$

где $dS = h_1 r_2 d\varphi_i$.

Уравнение равновесия части ротора в проекции на ось OY имеет вид

$$\int_0^\pi P\,dS \sin\varphi_t + \int_{r_2}^{R}\int_0^\pi p^* \Omega^2 r_t^2 dr_t \sin\varphi_t\, d\varphi_t - 2T = 0.$$

Отсюда

$$T = Pr_2 h_1 + p^* \Omega^2 h_1 \frac{(R^3 - r_2^3)}{3}.$$

Разрывающее усилие определится по формуле

$$\sigma = \frac{T}{S} = \frac{T}{h_1 (R - r_2)}. \qquad (I.11)$$

Подставив в формулу (I.11) значения P и T, получим

$$\sigma = \frac{\Omega^2}{3(R - r_2)} [p_1 (r_2^3 - r_1^3) + p^* (R^3 - r_2^3)],$$

где p^* и p_1 — соответственно удельная плотность материала маховика и беличьего колеса.

Если технологический процесс посадки маховика ротора на беличье колесо будет нарушен, давление на маховик со стороны беличьего колеса может достигнуть значительных величин. Возникающие при этом напряжения могут превысить допускаемые, и произойдет разрыв ротора. Поэтому при разработке технологического процесса соединения маховика ротора с беличьим колесом необходимо учитывать, что в рабочем состоянии напряжение в теле маховика ротора будет обусловливаться двумя факторами: равномерным давлением со стороны беличьего колеса и центробежными силами, появляющимися при вращении ротора с угловой скоростью Ω.

6. Расчет ротора пневматического гиромотора

В пневматических гироскопических приборах [108] ротор приводится во вращение воздухом или нейтральным газом, подаваемым под давлением на его лопасти. Угловая скорость собственного вращения такого ротора через крутящий момент связана с давлением воздушной струи пропорциональной зависимостью.

Дифференциальное уравнение собственного вращения ротора имеет вид

$$J\frac{d\Omega}{dt} = M_в - M_c,$$

где J — полярный момент инерции ротора;
$M_в$ — вращающий момент;
M_c — момент сил сопротивления.

Определение вращающего момента. Вращающий момент зависит от скорости истечения воздуха из сопла и расхода воздуха.

Перепад давлений, имеющий место в современных пневматических гироскопических приборах, лежит в пределах 670 — 3500 *н/м*²

Скорость истечения струи для таких перепадов может быть определена по формуле Торичелли

$$v = \sqrt{2gh} = 2\sqrt{\frac{\Delta p}{p}},$$

где Δp — перепад давлений (10 *мм рт. ст.* = 133,32 *н/м*²),
p — плотность единицы объема газа в *кг/м*³.

Расход воздуха или другого газа определяется по формуле

$$Q = vS,$$

где v — скорость истечения струи в *м/сек*,
S — площадь поперечного сечения сопла в *м*².

Расход воздуха можно измерять в *л/мин* по формуле

$$Q = 0{,}06\, vS \ л/мин.$$

Для обеспечения равномерности вращения пневматического гиромотора лунки на поверхности ротора делают полукруглыми. При этом используется плавное изменение направления вектора скорости струи воздуха.

Сила давления струи на лунку может быть определена по теореме импульса

$$F = m_в \Delta v,$$

где $m_в$ — масса воздуха, истекающего из сопла за одну секунду;
Δv — изменение скорости.

Но $m_в = pSv$; $\Delta v = (v - \Omega r)$, где Ωr — окружная скорость лунок.

Вращающий момент может быть определен по формуле

$$M_в = Fr = rpSv(v - \Omega r).$$

Для уточнения величины вращающего момента вводят опытный коэффициент удара струи b. В этом случае

$$M_в = rbpSv\,(v - \Omega r). \qquad (I.12)$$

Для роторов, у которых происходит плавное изменение направления вектора скорости струи воздуха, коэффициент $b = 2$.

Определение момента сопротивления вращению ротора. Момент сопротивления вращению пневматического ротора складывается из аэродинамического момента сопротивления M_a и момента сил трения в главных опорах M_T.

Аэродинамическое сопротивление возникает вследствие трения поверхности гиромотора о среду, окружающую его.

Сила аэродинамического сопротивления, создаваемого элементарной площадкой поверхности ротора, определяется по формуле

$$dF = c_\tau p v^2 dS,$$

где c_τ — коэффициент аэродинамического сопротивления единичной площадки поверхности ротора;

p — плотность среды;

v — линейная скорость точек площадки относительно среды;

dS — площадь элементарной площадки.

Момент сопротивления dM_a, создаваемый силой dF, равен

$$dM_a = dF\,r = c_\tau\,pr\,v^2\,dS,$$

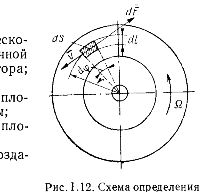


Рис. I.12. Схема определения

где r — расстояние от центра тяжести площадки dS до оси вращения.

Из рис. I.12 получим

$$v = \Omega r, \quad ds = r\,d\varphi\,dl.$$

Следовательно,

$$M_a = \int\int_0^{2\pi} c_\tau p \Omega^2 r^4\,dl\,d\varphi = 2\pi p c_\tau \Omega^2 \int r^4\,dl.$$

Обозначим

$$A = 2\pi c_\tau \int r^4 dl,$$

тогда

$$M_a = p\,\Omega^2 A, \qquad (I.13)$$

где A — коэффициент, постоянный для данного ротора и зависящий от его геометрической формы и тщательности обработки поверхности.

Коэффициент c_τ, зависящий от скорости вращения, размеров ротора и чистоты обработки его поверхности, может быть в первом приближении вычислен по формулам:

для ламинарного режима $c_\tau = 0{,}53 \frac{1}{\sqrt{\mathrm{Re}}}$;

для турбулентного режима $c_\tau = 0{,}0287 \frac{1}{\sqrt[5]{\mathrm{Re}}}$,

где $\mathrm{Re} = \frac{\Omega R^2}{\nu}$ (ν — кинематический коэффициент вязкости среды).

Критическое число $\mathrm{Re}_{кр}$, при котором происходит переход к ламинарному или турбулентному режимам, составляет 485 000.

Определение сечения сопла лунок. Установившееся вращение ротора имеет место, когда вращающий момент уравновешивает момент сил сопротивления, т. е. выполняется равенство

$$M_в = M_a + M_T. \qquad (I.14)$$

Подставив в равенство (I.14) выражения (I.12) и (I.13), запишем

$$rbpSv(v - \Omega r) = p\Omega^2 A + M_T, \qquad (I.15)$$

где S — поперечное сечение сопла.

Подставив значение $v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{p}}$, получим зависимость скорости вращения ротора Ω от разности давлений Δp и плотности среды p.

Из уравнения (I.15), пренебрегая малой величиной M_T, после преобразований получаем

$$\Omega \approx \frac{bSr}{2A}\sqrt{\frac{2\Delta p}{p}}\left[\sqrt{1 + \frac{4A}{bSr^3}} - 1\right].$$

Наименьшая разность давлений, необходимая для приведения ротора во вращение, определяется из условия преодоления момента трения в опорах. В этом случае $\Omega = 0$; из уравнения (I.15)

$$rpbSv^2 = M_T,$$

но

$$v = \sqrt{2\frac{\Delta p_{\min}}{p}},$$

следовательно,

$$M_T = 2rbS\Delta p_{\min}.$$

Отсюда

$$\Delta p_{\min} = \frac{M_T}{2rbS}.$$

Из формулы (I.15), зная величины A, b, M_T, r и выбирая Δp, Ω и p, можно определить необходимое сечение S сопла по формуле

$$S = \frac{p\Omega^2 A + M_T}{rbpv(v - \Omega r)}.$$

Минимальное количество k лунок ротора определяется из соотношения

$$k = \frac{360^\circ}{\beta^\circ \left(1 - \frac{r\Omega}{v}\right)},$$

где β° — угол поворота ротора (в градусах), при котором лунка находится в сфере полного действия струи (рис. I.13).

В книге Я. И. Соловьева [108] указывается, что максимальная отдача струи имеет место, когда скорость v воздуха вдвое больше окружной скорости Ωr лунок ротора, т. е. $v = 2\Omega r$.

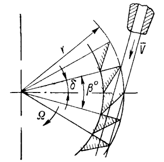


Рис. I.13. Схема расчета минимального числа лунок

Рис. I.14. Сечение пневматического ротора

При этом условии основные параметры будут определяться формулами:

радиус размещения лунок

$$r = \frac{1}{\Omega} \sqrt{\frac{\Delta p}{2\rho}};$$

необходимое сечение сопла

$$S = \frac{A}{2br^3} + \frac{M_T}{br\,\Delta p};$$

минимальное число лунок

$$k \geqslant \frac{720^\circ}{\beta}.$$

Пример. Требуется спроектировать пневматический гиромотор с кинетическим моментом $J\Omega = 0{,}0882$ *кгм*^{2} · *сек*$^{-1}$, необходимым для обеспечения заданной точности. Диаметр ротора из конструктивных соображений не должен превышать 5 *см*. Разность давлений при работе прибора 90 ± 10 *мм рт. ст.* Момент трения в главных подшипниках $M_T = 9{,}8 \cdot 10^{-5}$ *н · м*.

Сечение ротора выбираем в виде, изображенном на рис. I.14. Соотношения между параметрами ротора

$$r = 0{,}5\,R,\quad H_1 = R,\quad r_1 = 0{,}1\,R,\quad H = 0{,}8\,H_1 = 0{,}8\,R,$$
$$l_1 = 0{,}1\,R,\quad \alpha = 15^\circ,\quad l = 1{,}2\,R,\quad h = 0{,}5\,(H_1 - l_1).$$

Для данного сечения интеграл $\int r^4 dl$, определяющий площадь соприкосновения ротора со средой, в которой он вращается, получим в виде

$$\int r^4 dl = R^4 H + l(r_1^4 + r^4) - l_1(r_1^4 + r^4) + \frac{2}{5} r_2^5 \left(1 - \frac{1}{\cos\alpha}\right) + \frac{2}{5\cos\alpha} R^5.$$

Для принятых соотношений $\int r^4 dl = 1{,}48 \cdot R^5$ *см*^{5}.

Момент инерции ротора, изображенного на рис 1.14, для принятых соотношений равен $J = 0{,}4224 p\pi R^5$ *кгм*^{2}.

Момент инерции стального ротора $J = 10{,}1 \cdot 10^{-5}$ *кгм*^{2}.

Необходимую угловую скорость Ω определим из формулы

$$\Omega = \frac{J\Omega}{J} = 873 \ 1/сек$$

Число оборотов ротора равно $n = \frac{30\Omega}{\pi} = 8350$ *об/мин* Примем число оборотов ротора равным 10 000 *об/мин* Для таких оборотов кинетический момент $J\Omega = 10{,}6 \cdot 10^{-2}$ *кгм*$^2 \cdot$*сек*$^{-1}$

При минимальной рабочей разности давлении $\Delta p = 80$ *мм рт ст* скорость истечения воздуха из сопла равна

$$v = \sqrt{\frac{2\Delta p}{p}} = 132 \ м/сек,$$

где $p = 1{,}22$ *кг/м*^{3}.

Необходимое суммарное сечение сопел, подводящих воздух к ротору, определяем по формуле

$$S = \frac{pA\Omega^2 + M_T}{bpv(v - \Omega r)} = 1{,}95 \ мм^2,$$

где

$$A = 2\pi c_т \int r^4 dl = 5{,}45 \ см^5$$

Подвод воздуха к ротору производится двумя соплами, сечение одного сопла равно $S_1 = \frac{S}{2} = 0{,}975$ *мм*^{2}

Диаметр сопла определяем по формуле

$$d = 2\sqrt{\frac{S_1}{\pi}} = 1{,}11 \ мм.$$

Минимально необходимое количество лунок рассчитывается по формуле (для $\beta = 20°$)

$$k = \frac{360°}{\beta° \left(1 - \frac{R\Omega}{v}\right)} = 22{,}5 \approx 23 \ лунки$$

7. Некоторые вопросы аэродинамики гиромотора

В современных гироскопических приборах гиромотор помещен в гирокамеру, которая может быть герметичной или негерметичной. При больших оборотах ротора складываются тяжелые условия работы гиромотора в герметичной камере; большая скорость вращения ротора приводит к значительному увеличению момента аэродинамического сопротивления, а это вызывает значительные потери мощности и нагрев гироузла. Неравномерность нагрева элементов гироузла приводит к смещению его центра тяжести и, следовательно,

к нежелательному уходу гироскопа. На практике для улучшения температурных условий работы гиромотора пространство между гирокамерой и ротором заполняют газом. К заполнителям предъявляют два требования: обеспечение минимального аэродинамического сопротивления и наилучшего теплообмена. Наибольшее применение для заполнения герметических гирокамер получили водород и гелий. Но водород является химически активной средой, поэтому инертный гелий более перспективен в качестве заполнителя. Иногда для улучшения электроизоляционных свойств используется гелий с малой присадкой азота.

При расчете мощности электрического гиромотора как электродвигателя необходимо знать моменты сопротивления вращению гиромотора. Одной из составляющих момента сопротивления является момент аэродинамического сопротивления.

За последние годы А. Г. Бессоновым, Б. А. Делекторским, И. Н. Орловым проведены большие исследования по отработке методики расчета момента аэродинамического сопротивления гиромотора для различных условий работы. В работе [29] изложены результаты исследований влияния условий работы гиромотора в воздушной среде при нормальном давлении на момент аэродинамического сопротивления M_a. Исследования показали, что для открытого гиромотора потери на аэродинамическое сопротивление составляют 25—85% от механических потерь. Помещение гиромотора в гирокамеру (кожух) позволяет уменьшить момент M_a в 1,8—2,2 раза (бóльшие значения соответствуют большим числам Рейнольдса Re). Наибольшее уменьшение момента M_a достигалось при величине зазора $\delta = 0,5 \div 1,5$ *мм*.

Б. А. Делекторский и И. Н. Орлов для открытых гирокамер (близких по типу к ГМ-4) рекомендуют инженерную формулу расчета момента M_a

$$M_a = 0,108 \cdot 10^{-3} \rho^{0,7} \mu^{0,3} n^{1,7} \int r^{3,4}\, dl \text{ нсм}, \qquad (I.16)$$

где n — угловая скорость ротора в *об/мин*;
μ — динамическая вязкость;
ρ — плотность среды.

Эта формула применима к роторам с диаметром $D > 3$ *см*. Авторы указывают на возможность применения этой формулы к расчету момента аэродинамического сопротивления гиромоторов, работающих в цилиндрических и шаровых поплавковых гирокамерах.

При вычислении M_a можно учитывать, что интеграл $\int r^{3,4} dl$ по внутренней поверхности составляет 5—15% от интеграла по внешней поверхности.

При использовании формулы (I.16) для определения момента аэродинамического сопротивления гиромотора, установленного в кожухе, повторяющем его форму, необходимо уменьшить числовой коэффициент в среднем в два раза.

ТАБЛИЦА 1.5

Момент M_a для гиромоторов, работающих в воздухе [29]

Диаметр маховика в *см*	3,2	3,9	5,0	4,15	5,2	5,5	6,8	7,0
Длина маховика в *см*	1,4	1,1	2,0	3,4	2,7	3,1	3,0	3,3
Интеграл по поверхности $\int r^{3,4} dl$	10,1	21,4	60,9	56,7	93,1	128	297	341
Наличие кожуха	нет	нет	нет	да	нет	нет	нет	нет
Рабочие обороты *n* в *об/мин*	22 000	24 000	22 000	30 000	24 000	21 900	22 000	28 600
Число $Re \cdot 10^{-3}$	39,6	63	96,7	102	114	117	179	290
Момент $Ma \cdot 10^2$ *нсм*	1,8	4,1	12,0	8,45	22	23,6	49	44,1

Примечание. Для гиродвигателей, работающих без кожуха, даны значения момента лишь внешней поверхности маховика.

В табл. I.5 приведены значения момента M_a для гиромоторов, работающих в воздухе [29]. На рис. I.15, I.16 приведены графики зависимости момента M_a от радиального зазора между ротором и

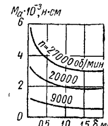


Рис. I.15. Зависимость M_a от радиального зазора между маховиком и гирокамерой (δ — зазор между маховиком и гирокамерой; воздух, $D = 6,8$ *см*; $\Delta p = 2,1$ *мм*)

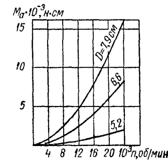


Рис. I.16. Зависимость M_a от скорости вращения n (при нормальном давлении, в воздухе)

гирокамерой и от скорости вращения ротора в воздухе при нормальном давлении.

На основании проведенных исследований А. Г. Бессоновым предложена методика более точного расчета момента аэродинамического сопротивления, позволяющая учесть большинство факторов, влияющих на величину этого момента.

В общем случае момент M_a гиромотора, свободного и заключенного в гирокамеру, может быть вычислен по формуле

$$M_a = \frac{1}{2}\left(C_{m_1} \frac{L}{R_0} + C_{m_2}\right)\left(\prod_{j=1}^{n} k_j\right) \rho \Omega^2 R_0^5, \qquad (1.17)$$

где Ω — угловая скорость вращения ротора;
R_0 — наружный радиус маховика ротора;
L — ширина маховика ротора (табл. I.7);
ρ — массовая плотность среды;
C_{m_1} — коэффициент момента аэродинамического сопротивления цилиндрической поверхности с единичной образующей;
C_{m_2} — коэффициент аэродинамического сопротивления двустороннего диска радиуса R_0 (рис. I.17);
k_j — коэффициенты, учитывающие отличие реального ротора от цилиндра.

Коэффициенты C_{m_1} и C_{m_2} могут быть определены из равенств

$$C_m = A \operatorname{Re}^{\alpha} \left(\frac{\delta}{R_0}\right)^{\beta},$$

где A, α и β — постоянные, зависящие от характера обтекания ротора;
δ — величина зазора между ротором и гирокамерой.

Число Рейнольдса

$$\operatorname{Re} = \frac{\Omega R_0^2}{\nu},$$

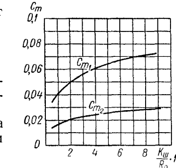


Рис. I.17. Коэффициенты C_{m_1}, C_{m_2}

где ν — кинематический коэффициент вязкости газовой среды.

Значения коэффициентов A, α и β приведены в табл. I.6.

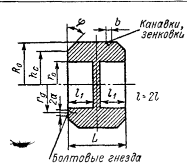
ТАБЛИЦА I.6

Значения постоянных A, α, β

Характер обтекания ротора	Re	A	α	β
		C_{m_1}		
Свободный ротор	$2 \cdot 10^3$—$3 \cdot 10^4$ $3 \cdot 10^4$—$3 \cdot 10^5$	8,04 0,327	—0,5 —0,2	0 0
Ротор в кожухе	$0{,}7 \cdot 10^3$—$3 \cdot 10^5$ $3 \cdot 10^5$—10^6	3,59 0,0665	—0,5 —0,2	—0,2 —0,2
		C_{m_2}		
Свободный ротор	$2 \cdot 10^3$—$3 \cdot 10^4$ $3 \cdot 10^4$—$3 \cdot 10^5$	3,87 0,146	—0,5 —0,2	0 0
Ротор в кожухе	$0{,}7 \cdot 10^3$—$3 \cdot 10^5$ $3 \cdot 10^5$—10^6	1,79 0,0277	—0,5 —0,2	—0,2 —0,2

ТАБЛИЦА 1.7

Определение коэффициентов



Коэффициент	Формула
k_1 — отражающий влияние узла ротор — статор	$k_1 = 1 + 0{,}5 \frac{L}{R_0} \left(\frac{r_0}{R_0} \right)^{\varepsilon}$, $\varepsilon = 3$ — ламинарный режим; $\varepsilon = 3{,}6$ — турбулентный режим
k_2 — отражающий влияние скосов	Для ламинарного режима $k_{2л} = 1 - \frac{4\left(1 - \frac{h_c}{R_0}\right) \operatorname{ctg} \varphi + (1 - \operatorname{cosec} \varphi) \times \left[1 - \left(\frac{h_c}{R_0}\right)^4\right]}{2(0{,}5 + L/R_0)}$; для турбулентного режима $k_{2т} = 1 - \frac{4\left(1 - \frac{h_c}{R_0}\right) \operatorname{ctg} \varphi + 0{,}87(1 - \operatorname{cosec} \varphi) \times \left[1 - \left(\frac{h_c}{R_0}\right)^{4{,}6}\right]}{2(0{,}435 + L/R_0)}$
k_3 — отражающий влияние шероховатости поверхности ротора, винтов, зенковок и т. п.	$k_3 = 1 + \frac{[0{,}27 (k_m/R_0)^{0{,}272} - C_{m_1}]}{C_{m_1} \cdot L/R_0 + C_{m_2}} \cdot \frac{2b}{R_0} + \frac{[0{,}108 (k_m/R_0)^{0{,}272} - C_{m_2}] \times [(r_д + a)^5 - (r_д - a)^5]}{(C_{m_1} L/R_0 + C_{m_2}) R_0^5}$; k_m — высота бугорков $0{,}33 \cdot 10^{-3} R_0 < k_m < 8 \cdot 10^{-3} R_0$

Продолжение табл. I.7

Коэффициент	Формула
k_4 — отражающий влияние вентиляционных отверстий в гирокамере	$k_4 = 1 + \frac{0{,}25}{C_{m_1} L/R_0 + C_{m_2}} + \frac{0{,}25}{\pi}\left(\frac{q_s}{p\Omega R_0^3}\right)^2 \left(\frac{R_0}{\delta}\right)^2;$ q_s — расход газа через вентиляционные отверстия
k_5 — отражающий влияние газовых струй, исходящих из ротора со скоростью $v_э$	$k_5 = 2{,}68\left(\frac{v_э}{\Omega R_0}\right)^{-0{,}2}$

В практике коэффициенты k_j могут быть определены по формулам, приведенным в табл. I.7.

На рис. I.18, *а* приведены графики зависимости коэффициентов $k_{1л}$ и k_{1T}, на рис. I.18, *б* — коэффициентов $k_{2л}$ и k_{2T}, на рис. I.18, *в* — коэффициента k_4.

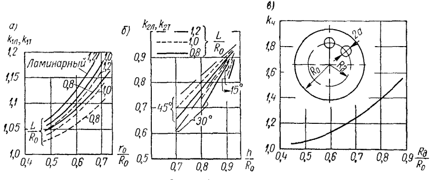


Рис. I.18. Коэффициенты k_j

Как видно из формулы (I.17), момент аэродинамического сопротивления M_a будет тем меньше, чем меньше коэффициенты k_j. Поэтому необходимо стремиться уменьшать эти коэффициенты.

Выше отмечалось, что замена воздушной среды водородной или гелиевой и применение герметических камер с пониженным давлением ведет к значительному уменьшению момента M_a. По предложению А. Г. Бессонова оценить это уменьшение можно по коэффициентам ξ и η.

Коэффициент

$$\xi = \frac{p_в}{p_н}\left(\frac{\nu_в}{\nu_н}\right)^{-\alpha}.$$

В этой формуле индекс *в* относится к воздуху, а *н* — к водороду или гелию (формула действительна при условии, что заменяя среду, сохраняют величину давления).

Исследования показывают, что в гирокамере, помещаемой в среду с резко отличающимся от нормального или значительно меняющимся давлением, целесообразно создавать давление порядка 400 *мм. рт. ст.*, а в гирокамере, устанавливаемой в среде с нормальным давлением — 100—150 *мм. рт. ст.*

Оценить влияние снижения давления в гирокамере можно по коэффициенту

$$\eta = \left(\frac{p_0}{p}\right)^{\frac{1+\alpha}{k}},$$

где p_0 — давление начальное;
p — измененное давление;
k — показатель политропы.

При помещении гиромотора в гирокамеру большое влияние на величину момента M_a оказывает зазор между маховиком гиромотора и гирокамерой. Величину оптимального зазора для выбранной конструкции системы гиромотор — гирокамера можно определить экспериментально, используя моментомер. Зазор будет оптимальным, когда M_a достигнет минимального значения. При проведении эксперимента необходимо иметь в виду, что экстремум M_a при приближении зазора δ к оптимальному значению выражен не резко. Практически можно считать зазор оптимальным, если момент M_a при изменении зазора от минимального остается по величине постоянным. При выборе окончательной величины зазора следует учесть, что при $\delta < \delta_{опт}$ резко повышается момент аэродинамического сопротивления. Некоторое увеличение зазора по сравнению с $\delta_{опт}$ на величине момента M_a практически не сказывается.

Вопрос об основных связях конструкции и аэродинамики гиромоторов в общем виде подробно рассмотрен А. Г. Бессоновым в работах [15, 16].

8. Расчет оси ротора гиромотора

Оси, на которые насаживаются роторы, вращаются совместно с ними или, являясь неподвижными, служат опорой для вращающегося ротора. Во вращающихся осях напряжения меняются по величине и знаку, а поэтому допускаемые напряжения выбираются по третьему роду нагрузки. В неподвижных осях напряжения изгиба не меняют своего знака, а следовательно, при расчетах они могут быть выбраны более высокими. Диаметры вращающихся осей при расчетах получаются несколько бо́льшими, чем у неподвижных осей, однако подвижные оси более удобны при монтаже и эксплуатации.

Оси могут быть целыми и полыми. Вращающиеся оси подразделяются на жесткие и гибкие. У жестких осей критическое число оборотов больше рабочего числа оборотов ротора, у гибких осей — наоборот. При применении жестких осей нет угрозы появления резонанса, но в то же время, даже при хорошей динамической балансировке, за счет прогиба и первоначального смещения центра тяжести, которое может быть вызвано, например, точностью изготовления, могут возникнуть дополнительные моменты, которые приведут к изменению положения динамического равновесия гироскопа. Если ось быстро проходит зону критических чисел оборотов, то прогиб оси не возрастает до бесконечности и ось не разрушается. При вращении гибкой оси с числом оборотов больше критического может наступить самоцентрирование.

Оси роторов рассчитываются на изгиб в такой последовательности.

1. Определяют силы, действующие на ось, и точку их приложения. (Силы обычно принимаются сосредоточенными, и расчет производят для наихудшего случая).

$$Q = Q_1 + P_ц + T,$$

где Q_1 — вес ротора и оси, если ротор вращается совместно с осью;
T — сила одностороннего магнитного притяжения, возникающая вследствие неравномерности воздушного зазора между ротором и статором из-за неточности сборки ротора и статора, неточности обработки гнезд для подшипников и т. д.
$P_ц$ — центробежная сила, возникающая в роторе вследствие возможного смещения его центра тяжести относительно геометрической оси вращения.

Первоначальную силу магнитного притяжения можно определить, например, по формуле [52]

$$T_0 = \alpha \frac{\pi D_p l}{\delta_1 K_{\delta_1}} l_{\delta_1} \cdot 4 \cdot 10^5 B^2_{\delta_1},$$

где α — коэффициент полюсного перекрытия;
$B_{\delta 1}$ — индукция в воздушном зазоре;
$K_{\delta 1}$ — коэффициент воздушного зазора;
δ_1 — воздушный зазор в *м*;
D_p — диаметр ротора в *м*;
l — осевая длина воздушного зазора в *м*;
l_{δ_1} — смещение ротора за счет неточности обработки и сборки ротора.

При приближенных расчетах величину смещения * ротора $l_{\delta 1}$ можно выбирать из табл. I.8 [52; 126]. Действительная сила

* В особо прецизионных гироскопических приборах величину смещения ротора l_{δ_i} можно принять еще меньшей, чем это указано в табл. I.8.

ТАБЛИЦА I.8

Смещение ротора

Диаметр шейки вала в подшипнике в *мм*	2—4	5—9	10—17
Смещение ротора l_{δ_1} в *см*	0,007	0,009	0,011
Для асинхронных электродвигателей $l_{\delta_1} = 0{,}01\delta_1$.			

магнитного притяжения в этом случае больше первоначальной, и ее можно принимать равной

$$T = (1{,}75 \div 2{,}5)\, T_0.$$

Центробежная сила определяется по формуле

$$P_ц = m\Omega^2 (l_1 + f),$$

где m — масса ротора в *г*;

Ω — угловая скорость вращения ротора в *1/сек*;

l_1 — расстояние от центра тяжести системы до геометрической оси вращения (определяется точностью балансировки ротора) в *см*;

f — максимально допустимая величина прогиба (обычно этой величиной задаются в зависимости от необходимой точности прибора) в *см*.

2. Зная Q, рассчитывают реакции опор.
3. Определяют диаметр оси

$$R_{x_i} \cdot x_i = W\, [\sigma]_{из},$$

где R_{x_i} — реакция в опоре;

x_i — расстояние от опоры до точки приложения сосредоточенной силы Q;

W — момент сопротивления изгибу. Для сплошной оси $W = 0{,}1\, d_i^3$, для полой $W = 0{,}1\, d_i^3\,(1 - \beta^4)$;

d_i — наружный диаметр оси;

$$\beta = \frac{d_{0i}}{d_i};$$

d_{0i} — внутренний диаметр оси;

$[\sigma]_{из}$ — допускаемое напряжение на изгиб материала оси.

Если ось ротора не фасонная, то рассчитывают только один диаметр. В фасонных осях определяют диаметры оси в различных сечениях и, соединив их, получают теоретическую форму. Окончательная форма оси выбирается с учетом монтажных, технологических и других требований.

4. Для сечений, в которых возможно возникновение концентрации напряжений, определяют коэффициенты запаса прочности [102]

$$K = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta_y \varepsilon}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m},$$

где σ_{-1} — предел выносливости материала при изгибе при симметричном знакопеременном цикле;

K_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений [102] при изгибе;

ε — масштабный фактор [102], учитывающий влияние размеров сечения вала;

β_y — коэффициент упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением;

σ_a и σ_m — переменная и постоянная составляющие напряжения;

$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$ — коэффициент, характеризующий чувствительность материала к ассиметрии цикла напряжений;

σ_0 — предел выносливости материала при пульсационном цикле.

Полученная величина коэффициента запаса прочности не должна быть ниже допустимого значения, которое в зависимости от точности расчета может быть взято в пределах 1,5—3.

5. Рассчитывают прогиб оси. Величина прогиба оси зависит от формы оси и нагрузок на ось. При сосредоточенной нагрузке величину прогиба оси можно рассчитать по формуле

$$f = \frac{Qa^2b^2}{3lEJ},$$

где a и b — расстояние от опор до точки приложения сосредоточенной силы Q;

J — момент инерции сечения оси;

E — модуль упругости материала оси.

Рассчитанную величину f сравнивают с допустимой для данной конструкции.

6. Рассчитывают критическое число оборотов ротора

$$n_{кр} \approx 300 \frac{1}{\sqrt{f}}.$$

Истинное число оборотов жесткой оси не должно совпадать или находиться близко к критическому числу ее оборотов (разница в оборотах не должна быть меньше 20%). Для гибкой оси истинное число оборотов должно быть выше критических чисел оборотов.

9. Об упругих деформациях деталей гиромотора

На точность работы гироскопических систем существенное влияние оказывает смещение центра тяжести ротора относительно осей карданного подвеса.

Смещение центра тяжести ротора может произойти вследствие упругих деформаций изгиба осей *I—I* и *II—II* (рис. I. 19, *а*), тор-

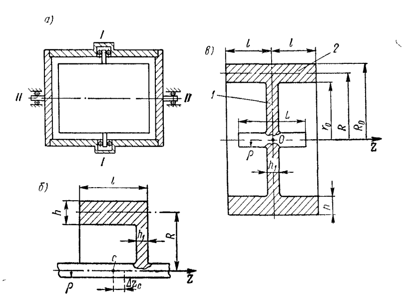


Рис. I.19. Схемы расчета смещения центра тяжести ротора

цовых стенок гирокамеры, а также упругих деформаций самого ротора, возникающих под действием центробежных сил и температурного поля.

Температурное поле ротора может возникнуть в гиромоторах вследствие трения ротора о газовую среду из-за нагрева подшипников и обмоток статора двигателя.

При проектировании гироскопических приборов необходимо учитывать деформацию деталей и зависящее от нее смещение центра тяжести гиромотора.

Упругие деформации ротора. Не останавливаясь на промежуточных выводах, которые достаточно подробно изложены в работах А. Г. Бессонова [11 — 14], приведем окончательные выражения для расчета смещения центра тяжести роторов типа стакана (рис. I. 19, *б*) и роторов с экваториальной плоскостью симметрии (рис. I. 19, *в*) и центральной диафрагмой от действия центробежных сил и температурного поля.

Ротор типа стакан.

$$\Delta z_c = \frac{\beta'}{2}(R-\rho)\,[C_2 + R\alpha t P'_x(0)]\left[\frac{h_1(R^2+\rho^2)}{2R(Rh_1+2hl)}\right] -$$

$$-\frac{2h}{R(Rh_1+2hl)\,\beta^2}\times\left\{W_2\beta' l\left(1-\nu-\frac{\beta' l}{2}\right) + R\alpha t\left[(1-\sigma)\int_0^{\beta' l} dx\int_0^x P(x)\,dx +\right.\right.$$

$$\left.\left. + \int_0^{\beta' l} xP(x)\,dx\right] + A_1C_1 + A_2C_2 + A_3C_3 + A_4C_4\right\},$$

где

$$\beta' = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2h^2}}$$

ν — коэффициент Пуассона;
R — радиус срединной поверхности цилиндра ротора;
h — толщина цилиндрической части ротора;
ρ — радиус оси ротора;
C_1; C_2; C_3 и C_4 — постоянные интегрирования, определяемые выражениями

$$C_1 = \frac{\Delta_1(\beta' l)}{\Delta(\beta' l)}; \qquad C_2 = \frac{\Delta_2(\beta' l)}{\Delta(\beta' l)};$$

$$C_3 = \frac{1+\nu}{\beta' R}\cdot\frac{D_1}{D}\cdot\frac{\Delta_2(\beta' l)}{\Delta(\beta' l)} + B_2; \quad C_4 = -\frac{(1+\nu)}{h^2R\beta'^3}\cdot\frac{D_1}{D}\cdot\frac{\Delta_1(\beta' l)}{\Delta(\beta' l)} - B_1;$$

$D_1 = \dfrac{Eh_1^3}{(1-\nu^2)\,12}$ — цилиндрическая жесткость диафрагмы;

$D = \dfrac{Eh^3}{(1-\nu^2)\,12}$ — цилиндрическая жесткость оболочки.

$$\Delta_1(\beta' l) = \left[(R\alpha\, t\, P''_x(\beta' l) - K_2B_1 - K_1B_2)\left(4K_3 + \frac{4(1+\nu)}{\beta' R}\cdot K_4\right) -\right.$$
$$\left. - \left(4K_4 - \frac{1+\nu}{\beta' R}K_1\right)(R\alpha t P'''_x(\beta' l) - K_1(\beta' l)\,B_1 - 4K_4B_2)\right];$$

$$\Delta_2(\beta' l) = \left[\left(4K_3 + \frac{1+\nu}{h_1^2R\beta'^3}\cdot\frac{D_1}{D}K_2\right)(R\alpha t P'''_x(\beta' l) - K_1B_1 - 4K_4B_2) -\right.$$
$$\left. - (R\alpha t P''_x(\beta' l) - K_2B_1 - K_1B_2)\left(4K_2 + \frac{1+\nu}{h_1^2R\beta'^3}\cdot\frac{D_1}{D}K_1\right)\right];$$

$$\Delta(\beta' l) = \left[\left(4K_3 + \frac{1+\nu}{h_1^2R\beta'^3}\cdot\frac{D_1}{D}K_2\right)\left(4K_3 + \frac{4(1+\nu)}{\beta' R}K_4\right) -\right.$$
$$\left. - \left(4K_4 - \frac{1+\nu}{\beta' R}\cdot\frac{D_1}{D}K_1\right)\left(4K_2 + \frac{1+\nu}{h_1^2R\beta'^3}\cdot\frac{D_1}{D}K_1\right)\right];$$

ТАБЛИЦА I.9

Функции А. Н. Крылова

i	K
1	$ch\,x\,\cos x$
2	$\frac{1}{2}(ch\,x\sin x + sh\,x\cos x)$
3	$\frac{1}{2}sh\,x\sin x$
4	$\frac{1}{2}(ch\,x\sin x - sh\,x\cos x)$

Примечание. Значение x определяется по формуле

$$x=\sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2h^2}}\quad (x=\beta' l).$$

K_1, K_2, K_3 и K_4 — функции А. Н. Крылова (табл. I. 9);

$$B_1=\left[\frac{(1+\nu)(W_2-\delta-\delta_T)}{h_1^2R\beta'^3}\cdot\frac{D_1}{D}+R\alpha t\,P_x'''(0)\right];$$

$$B_2=\left[\frac{(1+\nu)}{\beta'}\cdot\frac{D_1}{D}P_x'(0)-RP_x''(0)\right]\alpha t;$$

$\delta=\frac{1-\nu}{4gE}\nu\Omega^2R^3$ — смещение обода от действия центробежных сил;

$\delta_T=\alpha t\int_0^R q(r)\,dr$ — смещение обода под действием температурного поля;

$q(r)$ — функция распределения температуры по днищу стакана;

γ — удельный вес материала ротора;

Ω — угловая скорость вращения ротора;

$P(x)$ — функция распределения температуры вдоль образующей цилиндра ротора (если принять, например, распределение температуры вдоль поверхности ротора по закону синуса, то $P(x)=\sin\frac{2\pi x}{\beta' l}$). Вид этой функции устанавливается или на основании теплового расчета всего двигателя, и в частности его ротора, или путем экспериментальных исследований;

$P_x''(\beta' l)$ и $P_x'''(\beta' l)$ — соответственно вторая и третья производные от $P(x)$;

$W_2 = \frac{\gamma\Omega^2 R^3}{gE}$ — радиальное перемещение срединной поверхности ротора только от действия центробежных сил;

g — ускорение силы тяжести;

$$A_1 = \beta' l K_2 - (1+\nu) K_3; \qquad A_2 = K_3 - (1-\nu) K_4;$$

$$A_3 = K_4 + \frac{(1+\nu)}{4}(K_1 - 1); \qquad A_4 = \frac{(1+\nu)}{4} K_2 \frac{(K_1 + 1 + \nu\beta' l)}{4};$$

t — температура в °C (значение t можно рассматривать как разность между температурой наиболее нагретого кольца ротора в рассматриваемый момент и температурой, при которой изготавливался ротор и собирался гиромотор, или как разность температур наиболее и наименее нагретых колец цилиндрической части ротора);

α — коэффициент линейного расширения.

Смещение центра тяжести ротора, кроме рассмотренных причин, может быть вызвано также нагревом оси ротора. Смещение центра тяжести из-за температурной деформации оси соизмеримо с Δz_c.

Если, например, один конец оси жестко закреплен в подшипнике, а второй имеет возможность совершать осевые перемещения, то Δz_t можно определить по формуле (для роторов с одной диафрагмой) (рис. I.19, *в*).

$$\Delta Z_t (l_1) = \alpha_1 t_0 \int_0^{l_1} S(z)\, dz,$$

где $S(z)$ — функция распределения температуры по оси Z;

t_0 — превышение температуры наиболее нагретой точки оси над температурой наименее нагретой точки (перегрев);

l_1 — расстояние от закрепленной опоры до центра крепления ротора.

Суммарное смещение центра тяжести ротора равно $\Delta z_c' = \Delta z_c + \Delta z_t$.

Согласно расчетам, проведенным А. Г. Бессоновым [12], смещение центра тяжести ротора с параметрами $R = 45$ *мм*; $h = 12$ *мм*, $h_1 = 4$ *мм*; $l = 30$ *мм*; $\nu = 0{,}3$; $\gamma = 7{,}8$ *г/см*³; $\Omega = 3000$ *1/сек*; $E = 2{,}1 \cdot 10^6$ *кг/см*²; $\rho = 5$ *мм*; $q(r) = 0$; $t = 8°$ C составляет $\Delta z_c = 22{,}5$ *мк*.

Данные расчетов [12] показывают, что в роторах типа стакан смещение центра тяжести может быть еще более значительным, чем в роторах выше рассмотренного типа, и может достигать нескольких сотен микрон. Для уменьшения величины смещения центра тяжести ротора типа стакан необходимо создавать предварительное обратное смещение центра тяжести вдоль оси Z, соответствующее расчетному значению Δz_c. В этом случае центр тяжести гиромотора будет почти совпадать с центром карданного подвеса

(точность совпадения центров тяжести зависит от того, насколько точно известен закон распределения температуры).

Ротор с центральной диафрагмой (рис. I.19, *в*). Осевое смещение центра тяжести под действием центробежных сил и температурного поля равно [14]

$$\Delta Z_c = \frac{m_0 \Delta Z_0 + m_\partial \Delta Z_\partial}{m_0 + m_\partial}.$$

При предварительных расчетах смещение центра тяжести можно определять по выражению

$$\Delta Z_c = V(R) \frac{\left(\frac{\delta z_0}{V(R)} - 1\right) [(R_0^2 - r_0^2)\, 2l] + \frac{\rho + 2R}{3(\rho + R)} (r_0^2 - \rho^2)\, h_1}{2l\,(R_0^2 - r_0^2) + (r_0^2 - \rho^2)\, h_1},$$

где $V(R) = \frac{R - \rho}{2} R\alpha \,|\, t_z'(0) \,|$ — величина, которая определяет смещение обода ротора по оси Z в сторону менее нагретой его половины в результате изгиба диафрагмы *1*;

$m_0 = \frac{\gamma\, 2\pi l\,(R_0^2 - r_0^2)}{g}$ — масса обода;

$m_\partial = \frac{\gamma h_1 \pi\,(r_0^2 - \rho^2)}{g}$ — масса диафрагмы;

$\Delta Z_\partial = \frac{\rho + [R + \omega_1(0) + R\alpha t\,(0)]}{3\,[\rho + R + \omega_1(0) + R\alpha t\,(0)]} V(R)$ — координата центра тяжести диафрагмы;

$\Delta Z_0 = \delta z_0 - V(R)$ — суммарное смещение центра тяжести обода *2* (рис. I.19, *в*) от недеформированной диафрагмы;

$$\delta z_0 = \frac{Z_{0_2} - Z_{0_1}}{2};$$

$$Z_{0_1} = l\,(1 + \alpha t_{1\,cp}) \frac{[R + \omega_1(0) + R\alpha t\,(0)] + 2\,[R + \omega(\beta' l) + R\alpha t_1(\beta' l)]}{3\,[2R + \omega(0) + \omega(\beta' l) + R\alpha t\,(0) + R\alpha t_1(\beta' l)]};$$

$$Z_{0_2} = l\,(1 + \alpha t_{2\,cp}) \frac{[R + \omega_1(0) + R\alpha t\,(0)] + 2\,[R + \omega_1(\beta' l) + R\alpha t_2(\beta' l)]}{3\,[2R + \omega_1(0) + \omega_1(\beta' l) + R\alpha t\,(0) + R\alpha t_2(\beta' l)]};$$

$$\omega_1(0) = \frac{\gamma \omega^2 R^3}{E} \left\{1 - \frac{3\,(1 + \nu)(3 + \nu)\, D_\partial}{h_1^2 R} \cdot \frac{1}{\left[8D\beta'^3 F + \frac{12\,(1 + \nu) D_\partial}{Rh^2}\right]}\right\};$$

$$\omega(\beta' l) = \frac{\gamma \omega^2 R^3}{gE} \left\{1 - \frac{3\,(1 + \nu)(3 + \nu)\, D_\partial}{h_1^2 R K_1} \frac{[K_1^2 + 4K_3^2 - 4F\,(K_2 K_3 - K_1 K_4)]}{\left[8D\beta'^3 F + \frac{12\,(1 + \nu)\, D_\partial}{Rh_1^2}\right]}\right\};$$

$t(z)$ — переменная температура вдоль оси Z, отсчитанная от наименее нагретой точки ротора;

$D = \frac{Eh^3}{12\,(1 - \nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость обода;

$D_\partial = \frac{Eh_1^3}{12\,(1 - \nu^2)}$ — цилиндрическая жесткость диафрагмы;

$$F = \frac{K_1 K_2 + 4K_3 K_4}{K_1^2 + 4K_2 K_4};$$

K_1, K_2, K_3, K_4 — функции А. Н. Крылова (табл. I.9);
$t'_z(0)$ — линейный градиент температуры вдоль оси Z в точке $Z = 0$;
t_{1cp} — средняя температура левой половины обода;
$t(0)$ — температура в центре обода;
$t_1(\beta' l)$ — температура на левом конце обода;
$t_2(\beta' l)$ — температура на правом конце обода.

Все температуры отсчитываются от наименее нагретой точки. Закон распределения температуры устанавливается на основании теплового расчета или экспериментальным путем.

Величина перемещения обода ротора

$$\delta_c = \delta + \delta_T,$$

где $\delta = \frac{1-\nu}{4gE}\gamma\Omega^2 R^3$ — перемещение обода под действием центробежных сил;

$\delta_T = \alpha \int_0^R (t\ r)\ dr$ — перемещение ротора от температурного поля;

$t(r)$ — функция распределения температуры по радиусу диафрагмы, отсчитанная от наименее нагретой точки ротора.

Расчеты показывают [11; 12; 14], что у роторов (рис. I.19, *в*) с экваториальной плоскостью симметрии (с одной диафрагмой) смещения центра тяжести даже при значительных перепадах температуры составляют несколько микрон, что значительно меньше, чем у роторов типа «стакан». Как показывают расчеты, проведенные А. Г. Бессоновым, ротор с центральной диафрагмой и экваториальной плоскостью симметрии обладает свойством самоцентрирования при деформации его центробежными силами и температурным полем, т. е. смещение центра тяжести ротора за счет деформации диафрагмы компенсируется за счет смещения центра тяжести обода, а поэтому суммарное смещение оказывается очень малым.

Смещение центра тяжести ротора с экваториальной плоскостью симметрии (с одной диафрагмой; рис. I.19, *в*). Смещение центра тяжести ротора гиромотора при работе его на подвижном основании может быть вызвано не только центробежными силами и температурными полями, но также и переносными силами инерции, которые могут быть направлены по отношению к оси ротора под различными углами α. Переносные силы инерции оказывают особенно большое влияние в том случае, если жесткость диафрагмы значительно меньше жесткости цилиндрической части ротора ($D_\partial \ll D$).

Если плоскости действия переносных сил инерции и центробежных сил совпадают между собой, то при определении смещения центра тяжести переносными силами инерции можно пренебречь.

Смещение центра тяжести ротора от действия переносных сил инерции, направленных вдоль оси ротора, можно рассчитать по выражению [13]

$$\Delta Z_c^u = W(r_0)\,\frac{(r_0^2-\rho^2)\,h_1\dfrac{2r_0+\rho}{3(r_0+\rho)}+(R^2-r_0^2)\,2l}{(r_0^2-\rho^2)\,h_1+(R^2-r_0^2)\,2l},$$

а при действии переносных сил инерции, направленных под произвольным углом α к оси ротора, — по выражению

$$\Delta Z_c = \frac{W_{nz}}{g}\,C_z Q',$$

где

$$W(r_0)=\frac{P}{64D_1}\left\{r_0^4-\rho^4\left[1-4F_1(\beta'')\right]\right\}+\frac{1}{\Delta}\left[\Delta_2F_2(\beta'')+\Delta_3F_3(\beta'')\right];$$

$P = \dfrac{Q_\partial n}{\pi(r_0^2-\rho^2)l} = n\gamma h_1$ — распределенная нагрузка, действующая на диафрагму;

n — коэффициент перегрузки;

Q_∂ — вес диафрагмы;

$$\beta''=\frac{r_0}{\rho};$$

$$F_1=F_1(\beta'')=0{,}5\left[\left(\frac{r_0}{\rho}\right)^2-1\right]\left(1-0{,}5\ln\frac{r_0}{\rho}\right);$$

$$F_2=F_2(\beta'')=0{,}25\left[\left(\frac{r_0}{\rho}\right)^2-1\right]\ln\frac{r_0}{\rho};$$

$$F_3=F_3(\beta'')=0{,}25\left[\left(\frac{r_0}{\rho}\right)^2+1\right]\left(\ln\frac{r_0}{\rho}-1\right)+0{,}5;$$

$F_1';F_2';F_3';F_1'';F_2'';F_3'';F_1''';F_2''';F_3'''$ — производные от $F_1(r_0/\rho)$; $F_2(r_0/\rho)$ и $F_3(r_0/\rho)$;

$$\Delta=F_2'\left(\frac{F_3'''}{\rho}+\frac{F_3''}{r_0}\right)-F_3'\left(\frac{F_2'''}{\rho}+\frac{F_2''}{r_0}\right);$$

$$\Delta_2=\frac{P\rho}{16D_1}\left(\rho^3F_1'-r_0^3\right)\left(\frac{F_3''}{\rho}+\frac{F_3''}{r_0}\right)-F_3'\left\{\left[-\frac{\rho^2}{D_1}\left(g+\frac{9}{16}Pr_0\right]+\right.\right.$$
$$\left.+\frac{P\rho^4}{16D_1}\left(\frac{F_1'''}{\rho}+\frac{F_1''}{r_0}\right)\right\};$$

$$\Delta_3=F_2'\left\{\left[-\frac{\rho^2}{D_1}\left(q+\frac{9}{16}Pr_0\right)\right]+\frac{P\rho^4}{16D_1}\left(\frac{F_1'''}{\rho}+\frac{F_1''}{r_0}\right)\right\}-$$
$$-\left[\frac{P\rho}{16D_\partial}\left(\rho^3F_1'-r_0^3\right)\right]\left(\frac{F_2'''}{\rho}+\frac{F_2''}{r_0}\right);$$

$W_{n_z} = W_n\cos\alpha = ng\cos\alpha$ — составляющая переносного ускорения, направленная по оси Z;

Q' — вес ротора без учета веса его оси;

C_z — коэффициент жесткости ротора в направлении оси Z.

1262—9

ТАБЛИЦА I.10

Прогибы стенок гирокамеры

Схемы нагрузки и формы стенок	Формулы
Стенка сплошная	$f = 0{,}55\frac{Pr^2}{Eh^3}$, где P — сила, действующая на стенку; r — радиус стенки; h — толщина стенки; E — модуль упругости материала стенки
Стенки с приливом. Жесткость прилива C бесконечно большая по сравнению с жесткостью остальной части пластины	$f = \frac{Pr^2}{Eh^3}\cdot\frac{2}{\pi}\left(1-\frac{r_0}{r}\right)^3$, r_0 — радиус прилива
Стенка с отверстиями без прилива	$f = \frac{4}{(2\pi - n_0\alpha)}\frac{Pr^3}{Eh^3}$, где n_0 — количество отверстий; α — угол, зависящий от размеров отверстий

Продолжение табл. 1.10

Схемы нагрузки и формы стенок	Формулы
Стенка с отверстиями и жестким приливом в средней ее части	$f = \frac{4}{(2\pi - n_0 l)}\left(1 - \frac{r_0}{r}\right)^3 \frac{Pr^2}{Eh^3}$

При приближенных расчетах смещение центра тяжести ротора от действия переносных сил инерции, направленных вдоль оси ротора, можно определить из выражения

$$\Delta Z_c^u = 0{,}96\,\gamma n \; \frac{\rho^2}{D_1} \frac{F_2 F_3' - F_3 F_2'}{F_2'(F_3'' r_0 + F_3''' \rho) - F_3'(F_2''' r_0 + F_2'' \rho)} \times$$
$$\times \frac{2l(R^2 - r_0^2)\rho r_0}{2r_0}.$$

При линейной деформации результирующее смещение центра тяжести ротора будет равно алгебраической сумме всех смещений, т. е. смещений от центробежных сил, температурного поля и переносных сил инерции.

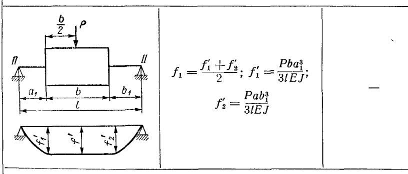
Упругие деформации торцовых стенок гирокамеры. Торцовые стенки, на которые опирается ось ротора, могут быть самой разнообразной формы. Давление, вызывающее прогиб стенки, передается через подшипники и направлено перпендикулярно к стенке.

В табл. I.10 приведены некоторые конструктивные формы круглых стенок и формулы для вычисления их прогиба.

Упругие деформации осей гиромотора. Центр тяжести ротора гиромотора может смещаться вследствие упругих деформаций изгиба осей *I—I* и *II—II* (рис. I.19. *а*). Формулы для расчета величины прогиба и угла поворота для некоторых схем нагружения осей приведены в табл. I.11.

ТАБЛИЦА 1.11

Прогибы осей ротора гироскопа

Схема нагрузки	Значение прогиба	Значение угла поворота
	ось $I - I$	
ось ротора имеет постоянное сечение	$f = \frac{Pa^2b^2}{3lEJ}$	$\alpha = \frac{Pab}{3lEJ}(a - b)$
	ось $II - II$	
	$f_1 = \frac{f_1' + f_2'}{2}$; $f_1' = \frac{Pba_1^3}{3lEJ}$; $f_2' = \frac{Pab_1^3}{3lEJ}$	—

P — изгибающая сила; E — модуль упругости; J — момент инерции сечения оси; f, f_1, f_1', f_2' — прогибы оси; a, a_1, b, b_1 и l — соответствующие длины оси.

Гиромотор, подвешенный на осях $II - II$, имеет жесткий кожух, деформацией которого при расчетах пренебрегаем.

ГЛАВА II

ОПОРЫ С ТРЕНИЕМ КАЧЕНИЯ

Как известно, свободный гироскоп с тремя степенями свободы (рис. II.1) состоит из ротора *1* и двух колец *2* и *3*. Ротор вращается в подшипниках *AA*, укрепленных во внутреннем кольце *2*. Внутреннее кольцо подвешивается в наружном кольце на подшипниках *BB*, позволяющих внутреннему кольцу свободно поворачиваться относительно оси *YY*. Наружное кольцо укрепляется на опорах *CC* в корпусе прибора. Опоры *AA* называются главными, а опоры *BB* и *CC* — опорами подвеса. Разница в работе опор заключается в том, что главные опоры вращаются с большой скоростью, а опоры подвеса — с очень малой.

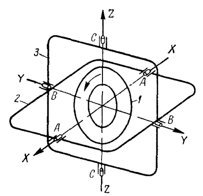


Рис II.1 Схема гироскопа с тремя степенями свободы

Отклонение гироскопической системы от заданного положения может быть вызвано главным образом моментами сил трения и моментами, которые возникают при перемещении ее центра тяжести вдоль осей *XX*, *YY*. Смещение центра тяжести гироскопа вдоль осей *XX*, *YY*, *ZZ* в радиальном и осевом направлениях может быть вызвано радиальными и осевыми зазорами в главных опорах и опорах подвеса, деформацией карданных колец, неточностью изготовления деталей гироскопа и т. д.

Увеличение моментов сил трения в главных опорах приводит к увеличению момента вращения двигателя, а следовательно, к увеличению мощности гиромотора и размеров прибора. Моменты сил трения в опорах подвеса гироскопа и перемещение центра тяжести вдоль осей *XX*, *YY*, *ZZ* должны быть сведены к минимуму, так как при работе гироскопов в условиях вибрации, ударов и тряски возникают значительные динамические усилия, которые могут привести к значительным погрешностям приборов.

Перемещение центра тяжести гироскопа может быть устранено путем сведения к минимуму зазоров в опорах, применением равножестких опор, увеличением жесткости карданных колец, точностью выполнения деталей гироскопа и т. д. В качестве опор подвеса используются шариковые подшипники, упругие, торсионные, жидкостные, газовые и магнитные подвесы. Для главных опор применяют шариковые подшипники, жидкостные, газовые и магнитные подвесы.

1. Опоры с трением качения, применяемые в гироскопических приборах

В гироскопических приборах и устройствах в качестве опор трения качения применяются главным образом шариковые подшипники, как обладающие малыми потерями на трение.

Шарикоподшипники состоят из двух или более колец, шариков и сепараторов. Наружные и внутренние кольца подшипников, а также шарики обычно изготавливаются из сталей ШХ, реже из сталей У10, У12, немагнитной нержавеющей стали, из бериллиевой бронзы* и т. п. В последнее время шарики подшипников стали изготавливать из ситаллов. Шарики, изготовленные из ситаллов, имеют малые потери на трение, высокую контактную прочность, легче алюминия.

Сепараторы подшипников изготавливают из металла (стали, латуни, бронзы), текстолита, фторопласта и других полимерных материалов. Для уменьшения потерь на трение и увеличения долговечности на металлические сепараторы наносится тонкий слой (8—10 *мкм*) твердой смазки, например дисульфида молибдена. Сепараторы из текстолита и полимерных материалов применяются главным образом для шарикоподшипников, вращающихся с большим числом оборотов (главные опоры), так как они характеризуются высокой теплостойкостью, низким коэффициентом трения и химической стойкостью. Для увеличения долговечности опор некоторые полимерные материалы подвергают термической обработке, пропитывают маслом или изготавливают с различными наполнителями, например с дисульфитом молибдена (MoS_2), графитом и т. п. В сепараторы из фторопласта вводят металлы (например, никель, бронзу), твердые смазки или армируют их стекловолокном.

В последнее время стали проводиться работы по созданию так называемых бессепараторных подшипников. В одном из видов бессепараторных подшипников шарики удерживаются на определенном расстоянии друг от друга за счет использования магнитных силовых линий (магнитные сепараторы). Один из возможных конструктивных вариантов подшипника с магнитным сепаратором

* Бериллиевая бронза после термической обработки имеет твердость, близкую к твердости закаленной стали.

изображен на рис. II.2, *а*. В наружное кольцо подшипника *1* запрессованы втулки *2* с магнитами *3*, *4*, которые выполняют роль сепараторов. Магниты обычно изготавливаются из бариевого феррита и имеют различную полярность. Силовой магнитный поток между магнитами удерживает шарики на определенном расстоянии друг от друга. При небольших размерах подшипников магниты *1*, выполняющие роль сепараторов, устанавливаются в специальных втулках перед подшипниками (рис. II.2, *б*).

Подшипники с магнитными сепараторами более долговечны, чем подшипники с текстолитовыми сепараторами, и могут применяться для опор, вращающихся с числом оборотов не выше 20 000 *об/мин*.

По точности изготовления, состоянию беговых дорожек колец, величине моментов сил трения подшипники имеют восемь классов точности (табл. II.1). В гироскопических приборах применяются главным образом подшипники точности А, С и СА. Это объясняется не только тем, что в опорах необходимо иметь малые потери на трение, но также и высокой скоростью вращения роторов, достигающих 100 000 *об/мин* и выше. При высоких скоростях вращения малейшие искажения геометрической формы подшипников могут привести к значительным динамическим нагрузкам и к разрушению подшипников. При применении подшипников других классов точности они подвергаются тщательному контролю и отбору.

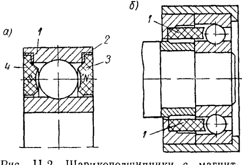


Рис. II 2 Шарикоподшипники с магнитными сепараторами

По направлению действия нагрузки подшипники подразделяются на радиальные, радиально-упорные и упорные *. Выбор типа подшипника (радиального или радиально-упорного) зависит от соотношения между осевыми и радиальными нагрузками, действующими на опору.

Радиальные однорядные шарикоподшипники воспринимают в основном радиальные нагрузки. Осевые нагрузки на радиальные подшипники могут достигать 70% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. У сферических двухрядных подшипников осевая нагрузка может доходить до 20% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки.

Радиально-упорные подшипники воспринимают радиальные и осевые нагрузки. Они применяются в том случае, когда на подшип-

* Упорные подшипники в гироскопических приборах применяются редко.

ники действуют значительные осевые нагрузки или когда для устранения зазоров приходится применять осевой натяг. Радиально-упорные подшипники изготавливаются неразъемными и разъемными. Разъемные подшипники (магнитные) могут быть со съемным наружным или внутренним кольцом.

Радиальные подшипники иногда изготавливаются с защитными шайбами, одной или двумя (рис. II.3, *а*) и с односторонним или двусторонним уплотнением. Подшипники с уплотнениями имеют более значительные потери на трение, чем обычные подшипники. При применении закрытых подшипников в главных опорах их долговечность увеличивается.

ТАБЛИЦА II.1

Классы точности подшипников

Наименование класса	Условное обозначение классов точности
Основные:	
нормальный	Н
повышенный	П
высокий	В
особо высокий	А
сверх высокий	С
промежуточные	ВП
	АВ
	СА

Примечание. В промежуточных классах точности первая буква означает класс точности внутреннего кольца, а вторая — класс точности наружного кольца.

Конструктивные параметры радиальных и радиально-упорных подшипников приведены в табл. II.2, II.3, II.4.

Кроме рассмотренных типов опор в гироскопических приборах применяются насыпные, малогабаритные и так называемые специальные типы подшипников.

Насыпные подшипники применяются в том случае, когда для опор отведено мало места или обычные подшипники не удовлетворяют каким-либо конструктивным требованиям. Конструктивное оформление насыпных подшипников разнообразно.

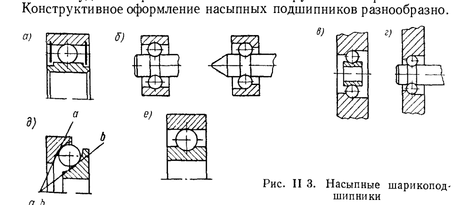


Рис. II 3. Насыпные шарикоподшипники

У некоторых типов насыпных подшипников внутренним кольцом является ось прибора (рис. II.3, *б*), у других отсутствует наружное

ТАБЛИЦА II.2

Конструктивные параметры радиальных шарикоподшипников

Условный номер	Основные размеры в *мм*						Шарики		Коэффициент работоспособности *C*	Допустимая статическая нагрузка в *н*	Нагрузка при измерении в *н*		Момент сил трения в *н·см*
	d	D	B	r	d_2	D_2	диаметр в *мм*	количество			осевая	радиальная	
						Однорядные							
1000091	1	4	1,6	0,2	—	—	0,68	6	—	—	—	—	—
1000092	2	6	2,3	0,2	3,3	4,7	1	7	250	90	—		—
1000093	3	8	3	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000094	4	11	4	0,3	6,2	8,9	2	7	970	350		—	—
1000095	5	13	4	0,4	7,35	10,1	2	8	1 000	400	—	3	0,004
1000096	6	15	5	0,4	8,8	12,6	2,38	8	1 400	560	10	—	0 012
1000097	7	17	5	0,5	10,0	14	3	7	2 200	780		—	–
1000098	8	19	6	0,5	11,5	15,5	3	8	2 400	900	—	—	—
1000099	9	20	6	0,5	11,5	16,9	3,5	7	2 800	1050	—	–	—
1000900	10	22	6	0,5	12,5	18,9	3,97	7	3 700	1380	—	—	—
17	7	19	6	0,5	10,2	16	3,97	6	3 400	1180	—	—	—
18	8	22	7	0,5	11,5	18,05	3,97	7	3 700	1380	—	—	—
19	9	24	7	0,5	—	—	—	–	—	—	—	—	—
100	10	26	8	0,5	15,4	21,30	4,76	7	5 400	2000	—	—	—
23	3	10	4	0,3	5,55	7,85	1,59	7	610	220	3	—	0,004
24	4	13	5	0,4	6,3	10,1	2,38	6	1 160	420	1,1	—	0,004
25	5	16	5	0,5	7,55	12,6	3,18	6	2 000	750	5	—	0,010
26	6	19	6	0,5	9	15,45	3,97	6	3 400	1180	—	—	—
27	7	22	7	0,5	11,5	18 05	3,97	7	3 700	1380	—	—	—
28	8	24	7	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29	9	26	8	1	13,7	21,1	4,76	7	5 400	2000	–	—	—
200	10	30	9	1	15,9	24,1	5,95	6	7 100	2650	—	–	—
34	4	16	5	0,5	7,55	12,6	3,18	6	2 000	750	1,1	—	0,003
35	5	19	6	0,5	9	15,45	3,97	6	3 400	1150	—	—	—
300	10	35	11	1	17,9	27,1	7,14	6	10 000	3800	—	—	—

Продолжение табл. II.2

Условный номер	Основные размеры в *мм*: d	D	B	r	d_2	D_2	Шарики: диаметр в *мм*	количество	Коэффициент работоспособности C	Допустимая статическая нагрузка в *н*	Нагрузка при измерении в *н*: осевая	радиальная	Момент сил трения в *н·см*
Нестандартные													
2000083	3	7	2,5	0,2	4,1	5,7	1,3	7	410	140	—	—	—
2000083К	3	7	2,5	0,2	4,1	5,7	1,3	6	370	120	—	—	—
13	3	9	3	0,3	4,7	6,9	1,588	6	550	180	—	—	—
1000084	4	9	2,5	0,2	5,7	7,3	1,3	9	500	180	—	—	—
66	6	22	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2000087	7	14	4	0,3	9,2	11,95	2	9	1160	400	—	—	—
17	7	19	6	0,3	10,2	16	3,969	6	3400	1100	—	—	—
700008	8	18,669	7	0,5	11,5	—	3,969	7	—	—	—	—	—
18	8	22	7	0,5	11,5	18,05	3,969	7	3700	1300	—	—	—
ЦКБ-2327	8	22	7	0,5	11,5	18,669	3,969	7	—	—	—	—	—
89	9	22	7										
900	9,525	22,225	5,556										
700	10	28	8										
ЦКБ-1415	1	4	1,6										
ЦКБ-316	3	10	4										
ОКБ-311	3,175	9,575	3,969										
ЦКБ-2322	4,5	8	2,5										
ОКБ-32	4,762	12,7	3,969										

Примечание. Коэффициент работоспособности C приведен в системе единиц МКГС.

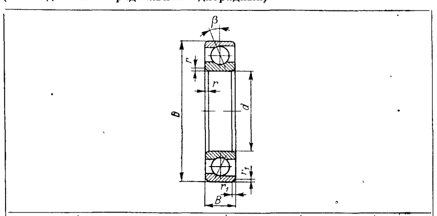
кольцо, а поверхностью качения является корпус или крышка прибора (рис. II.3, *в*). Применяются также насыпные подшипники без внутренних и наружных колец, в этом случае наружным кольцом является корпус или крышка прибора, а внутренним — ось прибора (рис. II.3, *г*).

В насыпных подшипниках (рис. II.3, *д*) для уменьшения потерь на трение и увеличения долговечности необходимо, чтобы касательные *аа* и секущие *вв*, проведенные через точки касания шарика с кольцами, пересекались в точке, лежащей на оси вращения. Насыпные подшипники могут воспринимать радиальные и осевые нагрузки. Геометрические параметры некоторых типов насыпных подшипников приведены в табл. II.5.

Малогабаритные шарикоподшипники подразделяются на радиальные и радиально-упорные, они могут быть изготовлены с наружным и внутренним кольцами или с одним из них. В некоторых типах подшипников отсутствует сепаратор.

ТАБЛИЦА II.3

Конструктивные параметры шарикоподшипников, изготовляемых из специальных материалов (тип подшипника—радиальный однорядный)



Условный номер	Основные размеры в *мм*				Шарики		Коэффициент работоспособности *C*	Допускаемая статическая нагрузка в *н*	Материал сепаратора
	d	*D*	*B*	*r*	диаметр в *мм*	количество			
1000092Ю	2	6	2,3	0,2	1,0	7	250	90	Сталь 0Х18Н9
23Ю	3	10	4	0,3	1,588	7	610	200	Латунь Л62
23Ю2	3	10	4	0,3	1,588	7	610	200	Сталь 0Х18Н9
2000083Ю	3	7	2,5	0,2	1,3	6	370	120	Латунь Л62
1000084Ю	4	9	2,5	0,2	1,3	9	500	180	Ст. 0Х18Н9
24Ю	4	13	5	0,4	2,381	6	1200	400	
34Ю	4	16	5	0,5	3,175	6	2000	750	
1000094Ю	4	11	4	0,3	2,0	7	970	350	
25Ю	5	16	5	0,5	3,175	6	2000	700	
1000095Ю	5	13	4	0,4	2,0	8	1000	400	
26Ю	6	19	6	0,5	3,97	6	3450	1180	
1000096Ю	6	15	5	0,4	2,38	8	1400	560	
1000097Ю	7	17	5	0,5	3,0	7	2200	780	
27Ю	7	22	7	0,5	3,97	7	3700	1380	
18Ю	8	22	7	0,5	3,97	7	3700	1380	
1000099Ю	9	20	6	0,5	3,5	7	2800	1050	
29Ю	9	26	8	1,0	4,76	7	5400	2000	
10000900Ю	10	22	6	0,5	3,969	7	3700	1380	
200Ю	10	30	9	1,0	5,953	6	7100	2650	

Примечания: 1. Кольца и шарики изготавливаются из стали Х18.
2. Коэффициент работоспособности *C* приведен в системе единиц МКГС.

В табл. II.6 приведены конструктивные параметры некоторых типов насыпных и малогабаритных шарикоподшипников.

Величина и постоянство моментов сил трения, долговечность и надежность подшипников трения качения зависит не только от конструкции и точности изготовления опор, но также от точности монтажа и смазки опор. Эксцентриситет, величина несоосности отверстий в корпусе должны быть тем меньше, чем выше скорость вращения подшипников и чем меньше должны быть потери на трение.

При установке или монтаже подшипников различных габаритов в корпуса из легких сплавов применяются специальные стаканы, крышки, оправки или резьбовые втулки. Выбор способа крепления опор зависит от конструкции подшипников, скорости их вращения, типа прибора, температурного и динамического режима их работы и т. д. Поскольку к главным опорам и опорам подвеса предъявляются разные требования и их монтаж различен, рассмотрим эти опоры раздельно.

2. Опоры подвеса гироскопа

Шарикоподшипники, которые применяются для опор подвеса гироскопа, должны иметь малые и стабильные моменты сил трения, незначительные осевые и радиальные зазоры.

В качестве опор подвеса применяются радиальные, радиально-упорные и так называемые специальные типы подшипников. Конструктивные параметры некоторых типов специальных подшипников приведены в табл. II.7.

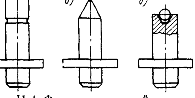


Рис. II.4. Формы концов осей для шарикоподшипников без внутренних колец

Для компенсации изменения размеров элементов гироскопов при повышении температуры и для уменьшения потерь на трение применяют подшипники с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца, которые могут быть изготовлены как с буртиком * (см. эскизы табл. II.7), так и без него (рис. II.3, *е*).

Для увеличения точности монтажа и уменьшения габаритов подшипникового узла применяют опоры без внутренних колец (см. эскизы 6, 7, 8, 9 табл. II.7). Внутренними кольцами в этом случае являются оси приборов, которые изготавливаются с желобами для шариков и запрессовываются в корпус (или в карданные кольца) гироскопа. В подшипниках без внутренних колец конец оси выполняется плоским (рис. II.4, *а*), коническим с малым радиусом закругления на конце (рис. II.4, *б*), или в конце оси делается отверстие, в которое завальцовывается шарик (рис. II.4, *в*).

---

* При применении подшипников с буртиками увеличивается их жесткость.

ТАБЛИЦА 11.4

Конструктивные параметры радиально-упорных шарикоподшипников

Эскиз	Условный номер	Основные размеры в *мм*					Шарики		Коэффициент работоспособности *C*	Допустимая статическая нагрузка в *н*	Величина момента сил трения *н·см*	Осевая нагрузка, при которой измерялся момент трения в *н*
		d	D	B	r	r_1	Диаметр в *мм*	Количество				
	Однорядные со съемным наружным кольцом											
	6003	3	16	5	0,3	0,2	3,175	8	2500	1000	0,01	5
	6004	4	16	5	0,3	0,2	3,175	8	2500	1000	0,01	5
	6005	5	16	5	—	—	3,175	8	—	—	0,01	10
	6006	6	21	7	0,5	0,3	4,763	6	4600	1500	0,025	10
	6008	8	24	7	0,5	0,3	4,763	8	5600	2100	0,035	10
	6016	6	17	6	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—
	6017К	7	19	6	0,5	0,3	3,969	6	3200	1050	—	—
	6018	8	22	7	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—
	6019	9	24	7	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—
	6100	10	26	8	0,5	0,3	4,763	9	6100	2400	—	—
	6023	3	10	4	0,3	0,3	1,588	7	600	200	—	—
	6024	4	13	5	0,4	0,3	—	—	—	—	—	—
	6025	5	16	5	0,5	0,3	3,175	8	2500	1000	—	—
	6026	6	19	6	0,5	0,3	3,97	6	—	—	—	—
	6027	7	22	7	0,5	0,3	4,763	7	5300	1800	—	—
	6028Г	8	24	7	0,5	0,3	4,763	8	5600	2100	—	—
	6029	9	26	8	1	0,3	—	—	—	—	—	—
	6200	10	30	9	1	0,3	—	—	—	—	—	—
	1006091	1	4	1,6	0,2	0,1	—	—	—	—	—	—
	1006092	2	6	2,3	0,2	0,1	—	—	—	—	—	—
	1006093	3	8	3	0,2	0,1	—	—	—	—	—	—
	1006094	4	11	4	0,3	0,2	—	—	—	—	—	—
	1006095	5	13	4	0,4	0,3	—	—	—	—	—	—
	1006096	6	15	5	0,4	0,3	—	—	—	—	—	—
	1006097	7	17	5	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—
	1006098	8	19	6	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—

	1006099	9	20	6	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—
	1006900	10	22	6	0,5	0,3	—	—	—	—	—	—
Однорядные со съемным внутренним кольцом												
	1076691	1,5	5	2,0	0,2	0,1	1	5	190	60	—	—
	ЦКБ-2313	2,5	7	2,5	—	—	1,3	6	—	—	—	—
	2076083	3	7	2,5	0,2	0,1	1,3	6	370	120	—	—
	76004	4	16	5	0,5	0,5	3,175	6	2000	700	—	—
	2076084	4	9	3	—	—	—	—	—	—	—	—
	1076095	5	13	4	0,4	0,4	2	7	950	300	—	—
Однорядные со съемным наружным кольцом												
	ЦКБ-1350Е	4	16	10	0,5	0,5	2	7	950	330	—	—
	ЦКБ-1351Е	4	16	10	0,5	0,3	3,175	7	2300	800	—	—
Радиально-упорные двухрядные												
	256500	10	30	14	0,5	—	4,763	12	—	—	—	—

Примечания. 1. Подшипники 6023, 6025, 6026, 6017, 6027, 6008, 6100, 1006094, 1006095, 1006096 могут быть изготовлены с текстолитовым сепаратором.

2. Подшипники типа 1076691, 2076083, 1076095, 76004, 2076084, ЦКБ-2313 могут быть изготовлены с металлическим и текстолитовым сепаратором.

3. В обозначениях подшипников, изготовленных с текстолитовым сепаратором, после номера подшипника ставится буква Е (например, 6023Е, 6025Е, 1076691Е и т. д.).

4. Коэффициент работоспособности C приведен в системе единиц МКГС.

Продолжение табл. II.2

Условный номер	Основные размеры в *мм*						Шарики		Коэффициент работоспособности *C*	Допустимая статическая нагрузка в *н*	Нагрузка при измерении в *н*		Момент сил трения в *н·см*
	d	D	B	r	d_2	D_2	диаметр в *мм*	количество			осевая	радиальная	
					Нестандартные								
2000083	3	7	2,5	0,2	4,1	5,7	1,3	7	410	140	—	—	—
2000083К	3	7	2,5	0,2	4,1	5,7	1,3	6	370	120	—	—	—
13	3	9	3	0,3	4,7	6,9	1,588	6	550	180	—	—	—
1000084	4	9	2,5	0,2	5,7	7,3	1,3	9	500	180	—	—	—
66	6	22	6	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
2000087	7	14	4	0,3	9,2	11,95	2	9	1160	400	—	—	—
17	7	19	6	0,3	10,2	16	3,969	6	3400	1100	—	—	—
700008	8	18,669	7	0,5	11,5	—	3,969	7	—	—	—	—	—
18	8	22	7	0,5	11,5	18,05	3,969	7	3700	1300	—	—	—
ЦКБ-2327	8	22	7	0,5	11,5	18,669	3,969	7	—	—	—	—	—
89	9	22	7										
900	9,525	22,225	5,556										
700	10	28	8										
ЦКБ-1415	1	4	1,6										
ЦКБ-316	3	10	4										
ОКБ-311	3,175	9,575	3,969										
ЦКБ-2322	4,5	8	2,5										
ОКБ-32	4,762	12,7	3,969										

Примечание. Коэффициент работоспособности *C* приведен в системе единиц МКГС.

кольцо, а поверхностью качения является корпус или крышка прибора (рис. II.3, *в*). Применяются также насыпные подшипники без внутренних и наружных колец,в этом случае наружным кольцом является корпус или крышка прибора, а внутренним — ось прибора (рис. II.3, *г*).

В насыпных подшипниках (рис. II.3, *д*) для уменьшения потерь на трение и увеличения долговечности необходимо, чтобы касательные *аа* и секущие *вв*, проведенные через точки касания шарика с кольцами, пересекались в точке, лежащей на оси вращения. Насыпные подшипники могут воспринимать радиальные и осевые нагрузки. Геометрические параметры некоторых типов насыпных подшипников приведены в табл. II.5.

Малогабаритные шарикоподшипники подразделяются на радиальные и радиально-упорные, они могут быть изготовлены с наружным и внутренним кольцами или с одним из них. В некоторых типах подшипников отсутствует сепаратор.

Радиус кривизны конуса в точке касания конуса с шариком $R_н$	$\frac{D_в}{2\cos\alpha}$	$\frac{D_0}{2\sin\alpha'}-\frac{d_ш}{2}$	—
Высота h точки касания шарика с конусом или высота H	$\frac{d_ш}{2}(1+\sin\alpha)$	—	$\frac{D_0}{2}\operatorname{ctg}\alpha'+\frac{d_ш}{2}$
Угол $\alpha\,(\alpha')$	$\sin\alpha = \frac{-(a+1)a\sqrt{2a(a+1)}}{a^2+(a+1)^2}$ где $a=\frac{(1{,}01\div1{,}005)\,d_ш}{\sin\frac{180^\circ}{z}}$	При действии в основном осевой нагрузки $\alpha'=45^\circ$. При действии в основном радиальной нагрузки $\alpha'=70^\circ$. При действии равных осевых и радиальных нагрузок $\alpha'=70^\circ$	
Диаметр, по которому катятся шарики с осью D'	—	$2R_н\sin\alpha'$	—
Радиус галтели r	—	$1{,}05\,\frac{d_ш}{2}$	$1{,}05\,\frac{d_ш}{2}$

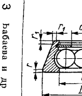
Примечания 1. Значение шага для насыпных подшипников принимается равным $t=(1{,}01\div1{,}005)\,d_ш$.

2. При определении размеров насыпных подшипников диаметром шариков $d_ш$ и их количеством z обычно задаются, исходя из конструктивных соображений.

ТАБЛИЦА II.6

Конструктивные параметры некоторых типов насыпных и малогабаритных подшипников

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в *мм*								Шарики		Момент сил трения в *н·см*	Осевая нагрузка, при которой измерялся момент трения в *н*	Примечания
			d	D	B	B_F	r	r_1	d_2	$\alpha°$	диаметр в *мм*	количество			
		516 053	3	9	4	—	0,3	0,2	4	—	2	5	0,003	4	
	Радиально-упорные без	506 057 506057К2	8,8	16	5,5	—	0,5	—	6,2	—	3,969	5	0,006	10	

	внутреннего кольца														Без сепаратора
		536057К	8,8	17,6	5,5	—	0,3	0,2	6,2	—	3,969	5	0,004	10	
		526055	—	11 * / 14	6	1,7	0,5	0,5	5	—	3,175	5	0,003	4	
		506057К1	8,8	16	5,5	—	0,5	—	6,2	—	3,969	5	0,006	10	

* В числителе указан диаметр наружного кольца, в знаменателе — диаметр по буртику.

Продолжение табл. II.6

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в мм								Шарики		Момент сил трения в н·см	Осевая нагрузка, при которой измерялся момент трения в н	Примечания
			d	D	B	B_F	r	r_1	d_2	$\alpha°$	диаметр в мм	количество			
	Радиально-упорные (чашечного типа)	Э610	0,44	1	0,75	—	—	—	—	45	0,36	3	—	—	Без сепаратора
		Э618	0,85	1,8	1,1	—	—	—	—	45	0,68	3	0,0005	1	
		ОКБ-384	0,85	1,8	1,1	—	—	—	—	60	0,605	4	—		
		Э625К	1	2,5	1,5	—	—	—	—	60	0,90	3	—	—	С сепаратором
		Э625	1,1	2,5	1,3	—	—	—	—	60	0,84	4	0,0006	1	Без сепаратора
		Э640К	2,5	4	2,05	—	—	—	—	60	1	6	0,001	1	С сепаратором
		ОКБ-385	2,5	4	2,15	—	—	—	—	60	1	6	—	—	
		ОКБ-355	2,5	4	2,05	—	—	—	—	90	1,4	3	—	—	
		ОКБ-356	2,8	6	3	—	—	—	—	60	2	3	—	—	

		ОКБ-381	2,8	6	3	—	—	—	—	60	2	4	—	—	Без сепаратора
		ОКБ-378	2,8	6	3	—	—	—	—	90	1,588	5	—	—	С сепаратором
	Радиальные однорядные	Э040	0,9	4	1,7	—	—	—	—	—	1,0	5	0,001	1	Без сепаратора
		970052	1,984	6,35	2,381	—	—	—	0,9	—	1,587	8			
		260061	1	4	$\frac{1,5^*}{1,7}$	—	—	—	—	—	0,68	6	0,0002	—	С сепаратором и уплотнением

* В числителе указана ширина наружного кольца, в знаменателе — внутреннего.

ТАБЛИЦА II 7

Конструктивные параметры подшипников специальных типов и с упорным бортом

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в *мм*										Момент сил трения *н см*	Нагрузка, при которой измерялся момент трения *н*
			d	D	D_1	b	b_1	l	d_1	R	T	r		
			Сверхлегкая серия диаметров 9											
	Радиальные однорядные	1840091	1	4	5	1,6	—	0,5	—	—	—	0,2	—	—
		1840155	1,5	5	6,5	2	—	0,6	—	—	—	0,2	—	—
		1840092	2	6	7,5	2,3	—	0,6	—	—	—	0,2	—	—
		1840257	2,5	7	8,5	2,5	—	0,6	—	—	—	0,2	—	—
		1840093	3	8	9,5	3	—	0,8	—	—	—	0,2	—	—
		1840094	4	11	12,5	4	—	1	—	—	—	0,3	—	—
		1840095	5	13	14,5	4	—	1	—	—	—	0,4	—	—
		1840096	6	15	5	5	—	1	—	—	—	0,4	—	—
			Легкая серия диаметров 2											
		840023	3	10	11,5	4	—	1	—	—	—	0,3	—	—
		840024	4	13	14,5	5	—	1	—	—	—	0,4	—	—
		840025	5	16	18	5	—	1	—	—	—	0,5	—	—
		840026	6	19	22	6	—	1,5	—	—	—	0,5	—	—

ТАБЛИЦА II.2

Конструктивные параметры радиальных шарикоподшипников

Условный номер	Основные размеры в *мм*						Шарики		Коэффициент работоспособности C	Допустимая статическая нагрузка в *н*	Нагрузка при измерении в *н*		Момент сил трения в *н·см*
	d	D	B	r	d_2	D_2	диаметр в *мм*	количество			осевая	радиальная	
					Однорядные								
1000091	1	4	1,6	0,2	—	—	0,68	6	—	—	—	—	—
1000092	2	6	2,3	0,2	3,3	4,7	1	7	250	90	—		—
1000093	3	8	3	0,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—
1000094	4	11	4	0,3	6,2	8,9	2	7	970	350		—	—
1000095	5	13	4	0,4	7,35	10,1	2	8	1 000	400	—	3	0,004
1000096	6	15	5	0,4	8,8	12,6	2,38	8	1 400	560	10	—	0 012
1000097	7	17	5	0,5	10,0	14	3	7	2 200	780		—	—
1000098	8	19	6	0,5	11,5	15,5	3	8	2 400	900	—	—	—
1000099	9	20	6	0,5	11,5	16,9	3,5	7	2 800	1050	—	—	—
1000900	10	22	6	0,5	12,5	18,9	3,97	7	3 700	1380	—	—	—
17	7	19	6	0,5	10,2	16	3,97	6	3 400	1180	—	—	—
18	8	22	7	0,5	11,5	18,05	3,97	7	3 700	1380	—	—	—
19	9	24	7	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
100	10	26	8	0,5	15,4	21,30	4,76	7	5 400	2000	—	—	—
23	3	10	4	0,3	5,55	7,85	1,59	7	610	220	3	—	0,004
24	4	13	5	0,4	6,3	10,1	2,38	6	1 160	420	1,1	—	0,004
25	5	16	5	0,5	7,55	12,6	3,18	6	2 000	750	5	—	0,010
26	6	19	6	0,5	9	15,45	3,97	6	3 400	1180	—	—	—
27	7	22	7	0,5	11,5	18 05	3,97	7	3 700	1380	—	—	—
28	8	24	7	0,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29	9	26	8	1	13,7	21,1	4,76	7	5 400	2000	—	—	—
200	10	30	9	1	15,9	24,1	5,95	6	7 100	2650	—	—	—
34	4	16	5	0,5	7,55	12,6	3,18	6	2 000	750	1,1	—	0,003
35	5	19	6	0,5	9	15,45	3,97	6	3 400	1150	—	—	—
300	10	35	11	1	17,9	27,1	7,14	6	10 000	3800	—	—	—

Продолжение табл. II.7

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в *мм*										Момент сил трения *н·см*	Нагрузка, при которой измерялся момент трения, *н*
			d	D	D_1	b	b_1	l	d_1	R	T	r		
	Радиальные однорядные (с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца)	ЦКБ-319	8	24	41	10	8	4	—	—	—	—	0,01	4
	Радиальный однорядный.	ЦКБ-1349	10	14	29	6	15,5	2,5	29	—	—	—	0,002	2

	Без внутреннего кольца, с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца	ЦКБ-1305	8	14	29	8	15,75	3	22	—	—	—	0,002	2
		ЦКБ-1306	8	14	29	8	22	3	22	—	—	—	0,002	2
	Радиально-упорный. Без внутреннего кольца с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца	ЦКБ-1348	6	13	22	5	17,5	2,5	—	—	—	—	0,002	2

Примечание. Подшипники с упорным бортом (тип 840000) могут изготавливаться с одной (тип 860000) или двумя (тип 880000) защитными шайбами по ГОСТу 10058—62.

В табл. II.8 приведены конструкции так называемых разновращающихся подшипников, средним кольцам которых для уменьшения потерь на трение сообщают принудительное движение. Разновращающиеся подшипники изготавливаются с внутренними кольцами (эскизы 1, 2, 5, 6 табл. II.8) и без них (эскизы 3, 4), с желобом для шариков на внутренней поверхности среднего кольца (эскизы 3, 6) и с гладкой внутренней поверхностью (эскизы 1, 2, 4, 5).

В торцовых поверхностях средних колец подшипников имеется несколько нарезанных отверстий, к которым прикрепляются зубчатые колеса или другие элементы для сообщения средним кольцам принудительного движения. В подшипниках, изображенных в табл. II.8 (эскизы 5. 6), зубчатые колеса насаживаются на специальное посадочное место, которое расположено на наружной поверхности среднего кольца между наружными кольцами.

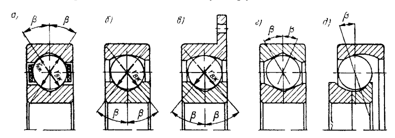


Рис. II.5. Трех- и четырехточечные шарикоподшипники

Для фиксации подвижной системы от смещений в осевом направлении применяют подшипники с трех- или четырехточечным контактом, которые воспринимают осевые и небольшие радиальные нагрузки. Трех- и четырехточечные подшипники могут изготавливаться как с неразъемными (рис. II.5), так и с разъемными внутренними или, реже, наружными кольцами, с буртиками и без них. Дорожки качения у таких подшипников образуются или двумя одинаковыми радиусами из разных центров или прямыми линиями * (рис. II.5, *г*).

У трехточечных подшипников контакт в двух точках происходит по внутреннему кольцу, а наружные кольца выполняются по типу радиальных подшипников. Угол контакта β в трех- или четырехточечных подшипниках обычно равен 20—28°, но в отдельных подшипниках угол может доходить до 35—40°, причем, как показывают исследования, с увеличением угла β возрастают потери на трение.

При действии на подшипник только радиальных нагрузок потери на трение становятся больше, чем потери в обычных радиальных подшипниках. Так, например, в радиальных подшипниках 1000096 при радиальной нагрузке, равной 2*н*, момент сил трения равен 0,002 *н* ·*см*, а у четырехточечных подшипников — 0,0035 *н* ·*см*.

* Подшипники с прямыми линиями применяются относительно редко.

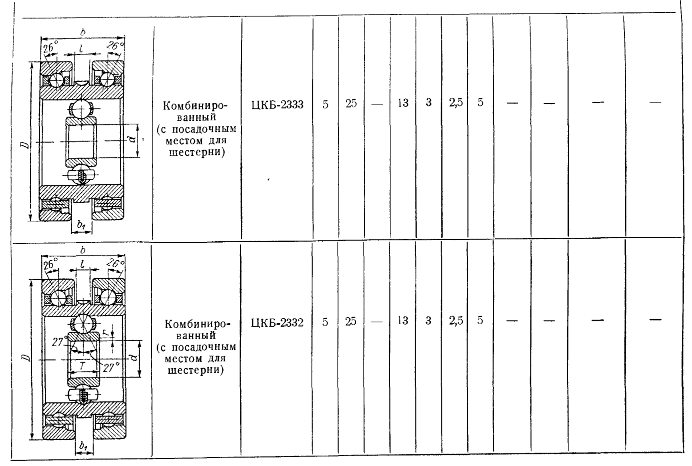
ТАБЛИЦА II.8

Конструктивные параметры некоторых типов разновращающихся подшипников

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в *мм*							Шарики		Момент сил трения в $н \cdot см$	Нагрузка, при которой измерялись моменты сил трения в *н*
			d	D	D_1	b	b_1	l	T	Количество	Диаметр в *мм*		
	Радиальный двойной	ЦКБ-390	5	20	32	5	10	2	—	20 и 6	2,381	—	—
	Комбинированный	ЦКБ-1321	5	18	24	5	10,5	12	2	26 и 7	2,381	0,005 (момент трогания)	2

Продолжение табл. 11.8

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в *мм*							Шарики		Момент сил трения в $н \cdot см$	Нагрузка, при которой измерялись моменты сил трения в *н*
			d	D	D_1	b	b_1	l	T	Количество	Диаметр в *мм*		
	Радиально-упорный (без внутреннего кольца)	ЦКБ-1358	6	24	22	10,5	36	—	—	26 и 7	2,381	—	—
	Комбинированный (без внутреннего кольца)	ЦКБ-1352	6	24	22	10,5	12	28,8	—	26 и 7	2,381 и 3,175	0,007 (для пары подшипников)	2



	Комбинированный (с посадочным местом для шестерни)	ЦКБ-2333	5	25	—	13	3	2,5	5	—	—	—	—
	Комбинированный (с посадочным местом для шестерни)	ЦКБ-2332	5	25	—	13	3	2,5	5	—	—	—	—

Это объясняется тем, что при чисто радиальной нагрузке каждый из нагруженных шариков соприкасается с кольцами одновременно в трех или четырех точках. При этом в точках контакта шарика с желобом будет иметь место трение качения и трение скольжения (верчение). С увеличением угла β трение скольжения увеличивается.

При действии осевых нагрузок в трех- или четырехточечных подшипниках происходит уменьшение трения, так как нагруженными оказываются лишь две точки контакта, как в обычных радиальных или радиально-упорных подшипниках (рис. II.5, *д*). Если осевые нагрузки на подшипники малы, то одно из колец смещают относительно другого, т. е. подшипникам сообщают осевой натяг.

Надежная работа подшипников с трех- и четырехточечным контактом, наряду с другими факторами, зависит от величины радиальных зазоров. Для центрирования кожуха с ротором (в поплавковых гироскопах) или картушки, помещенной в жидкость (в магнитных компасах), а также в корректирующих устройствах различных гироскопических систем могут применяться опоры на шпиле (керновые опоры), цилиндрические (цапфенные) опоры, реже опоры на центрах и малогабаритные шарикоподшипники.

Из всех перечисленных типов опор наиболее часто применяют малогабаритные шарикоподшипники, как имеющие ряд преимуществ по сравнению с другими типами опор. Так, например, малогабаритные шарикоподшипники имеют малые потери на трение (за исключением керновых опор) и малый разброс моментов за один оборот оси, обладают более высокой динамической прочностью, имеют высокую точность направления и центрирования и т. д.

Для уменьшения потерь на трение в гироскопических приборах делались попытки применения призматических — ножевых опор, которые состоят из призмы (ножа) с острой закругленной кромкой, опирающейся на подушку. Моменты сил трения в таких опорах очень малы, так как при незначительных углах колебания призмы (8—10°) в опоре имеет место чистое трение качения. Однако призменные опоры не нашли широкого применения в гироскопических приборах, так как при работе приборов в условиях вибрации, тряски, ударов призма отрывается от подушки, и происходит удар призмы, который приводит к разрушению опоры.

Схемы крепления малогабаритных, насыпных, радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, работающих при нормальных тепловых режимах, изображены на рис. II.6.

Малогабаритные и насыпные подшипники крепятся в крышках, стаканах, резьбовых втулках или, реже, непосредственно в кольцах и корпусах приборов (рис. II.6 *а*, *б*, *в*). Посадочные гнезда малогабаритных и насыпных подшипников чашечного типа должны иметь форму, точно соответствующую наружному кольцу подшипника [5], так как в этом случае подшипники обладают большей вибро- и ударопрочностью, чем подшипники, вставленные в посадочные гнезда прямоугольной формы.

На рис. II.6, *б* показано крепление радиального малогабаритного подшипника без внутреннего кольца. Осевые нагрузки воспринимаются конической осью, имеющей на конце сферическую полированную поверхность малого радиуса и опирающуюся на стальную закаленную пластину. В некоторых конструкциях вместо конических осей применяются стальные шарики.

Схемы крепления радиально-упорных и радиальных подшипников с желобами для шариков или с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца изображены на рис. II.7. Внутренние кольца подшипников укрепляются на оси с помощью гаек

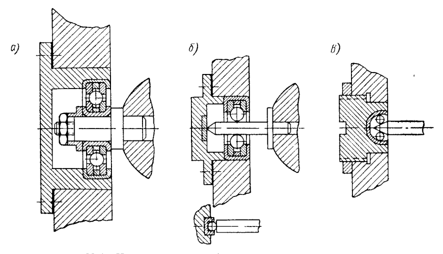


Рис. II.6. Крепление малогабаритных шарикоподшипников

(рис. II.7, *а*) или буртиков (рис. II.7, *б*). Осевые нагрузки в радиальных подшипниках без желобов (рис. II.7, *в*) воспринимаются шариками, опирающимися на стальные закаленные пластинки, запрессованные в жесткие крышки *.

При работе подшипников с резкими перепадами температуры рассмотренные схемы крепления шарикоподшипников непригодны, потому что при значительном увеличении температуры возможно удлинение оси, возрастание осевых нагрузок. В этих случаях один из подшипников *1* (рис. II.8, *а*) укрепляется неподвижно в корпусе или карданном кольце, а второй делается «плавающим», т. е. подшипник или одно из колец (в подшипниках с гладкой внутренней

* Аналогичная конструкция крепления подшипников может применяться при работе опор и при повышенных температурах, но в этом случае крышки делаются упругими, что позволяет им перемещаться (прогибаться) при увеличении размеров оси. С применением упругих крышек увеличиваются потери на трение в местах соприкосновения шариков с пластинками за счет дополнительных натягов.

поверхностью наружного кольца) получают возможность перемещаться относительно корпуса или другого кольца подшипника. На рис. II.8, *б*, *в*, *г* показано крепление радиально-упорных подшипников без внутреннего кольца и с внутренним кольцом (рис. II.8 *а*, *д*) и радиального подшипника с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца (рис. II.8, *е*). Наружные кольца подшипников крепятся в корпусе или в специальной крышке.

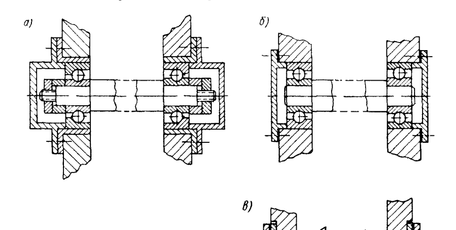


Рис. II.7. Схемы крепления радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, работающих при нормальных температурах

Внутренние кольца подшипников неподвижно укрепляются на оси с помощью гаек.

Радиальный подшипник с буртиками прикрепляется к корпусу или карданному кольцу с помощью фланцев и винтов. Осевые нагрузки в таких конструкциях в одном направлении воспринимаются радиально-упорными подшипниками, а в другом — конической осью или шариком, опирающимися на стальные закаленные пластинки. Регулирование осевых зазоров производится с помощью прокладок гаек или винтов, в которых крепятся пластинки.

На рис. II.9 приведена схема крепления радиального подшипника с гладкой поверхностью наружного кольца и четырехточечного подшипника. Осевые нагрузки в этом случае воспринимаются четырехточечным подшипником. Наружное кольцо четырехточечного подшипника неподвижно укрепляется в корпусе (кольце) прибора с помощью крышки и буртика.

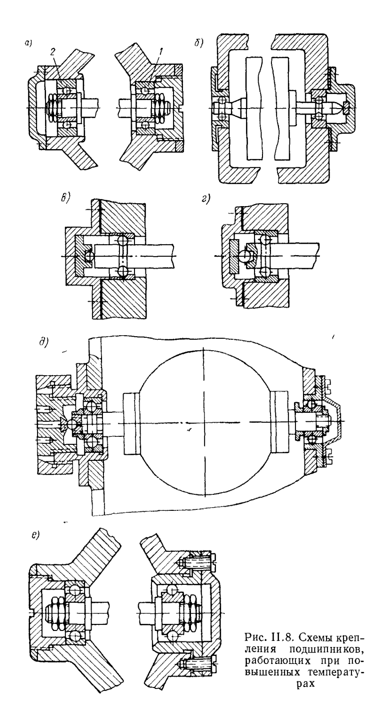


Рис. II.8. Схемы крепления подшипников, работающих при повышенных температурах

Схемы крепления радиальных подшипников с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца при отклонениях оси на угол меньше 360° показаны на рис. II.10. Наружные кольца подшипников с помощью фланцев и винтов крепятся к корпусу (карданным кольцам) прибора. Радиальные нагрузки воспринимаются шариками и кольцами, а осевые — двумя стальными шариками, помещенными между стальной закаленной пластинкой и специальной осью с вырезами (рис. II.10), или между пластинкой, винтом и пробкой, запресованной в кольцо прибора.

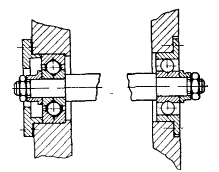


Рис. II.9. Схема крепления четырехточечного подшипника

Регулирование осевых зазоров (рис. II.10, *а*) производится с помощью калиброванных прокладок, расположенных между фланцем подшипника и корпусом и между стальной пластиной и корпусом (кольцом) прибора. В конструкции, приведенной на рис. II.10, *б*, осевой зазор регулируется винтом *2* с перемещением пластины *1*, прикрепленной к корпусу прибора. В конструкции, приведенной на рис. II. 10, *б*, осевой зазор регулируется более точно.

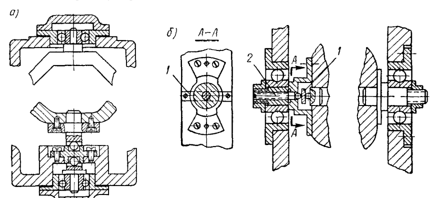


Рис. II 10. Схема крепления подшипников с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца

На рис. II.11 в качестве примера показана схема крепления разновращающихся подшипников без внутренних колец.

Наружные кольца подшипников неподвижно крепятся в корпусе (кольце) с помощью буртиков и крышек (рис. II.11, *а*). К средним кольцам подшипников прикрепляются зубчатые колеса *1*,

с помощью которых опорам сообщается принудительное движение различного характера. Осевые нагрузки воспринимаются шариком *2*, который опирается на стальную пластину или на конец винта *3*. В конструкции, приведенной на рис. II.11, *б*, стальные пластинки *1*

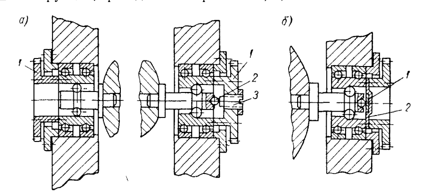


Рис. II.11. Схемы крепления разновращающнхся подшипников без внутренних колец

завальцовываются в пружинящую крышку *2*, которая может деформироваться при изменениях температуры.

Приведенными схемами, конечно, не исчерпываются возможные способы крепления опор подвеса, которые в каждом отдельном случае определяются конкретной конструкцией прибора и условиями его эксплуатации.

3. Главные опоры гироскопа

Для увеличения долговечности и надежности работы подшипники главных опор должны изготавливаться по высоким классам точности, иметь минимальные осевые зазоры, малую вибрацию и повышенную жесткость.

По скорости вращения главные опоры можно подразделить на две группы: высокоскоростные, вращающиеся с числом оборотов до 60 000 *об/мин*, и особо быстроходные, вращающиеся с числом оборотов выше 60 000 *об/мин*. Для главных опор применяют радиальные, радиально-упорные, трех- и четырехточечные, специальные и очень редко насыпные * подшипники.

Конструкции некоторых типов так называемых специальных подшипников, показаны на рис. II.12.

На рис. II.12, *а* показаны конструкции подшипников, у которых наружным кольцом является крышка гиромотора. Подшипники

* Для особо быстроходных опор насыпные подшипники (см. эскизы табл. II.6) не применяются.

без наружных колец (рис. II.12, *а*, *б*) уменьшают габариты узла, повышают точность монтажа и увеличивают жесткость. В конструкции, приведенной на рис. II.12, *в*, *г*, наружные кольца подшипников для увеличения жесткости и точности монтажа изготовлены с буртиками, в которых делают отверстия для крепления наружных колец. Для уменьшения перекосов применяют подшипники, у которых внутренним кольцом является ось * прибора (рис. II.12, *г*).

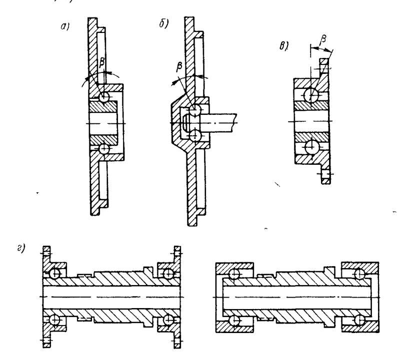


Рис II 12 Специальные подшипники

В радиально-упорных подшипниках, применяемых для особо быстроходных опор, угол контакта β (рис. II.12) рекомендуется выбирать из табл. *II.9* в зависимости от соотношения между осевой *А* и радиальной *R* нагрузками, действующими на опору [112]. Для выравнивания напряжений на обоих концах угол контакта на наружном кольце можно принимать на 5° меньше, чем на внутреннем.

Для уменьшения центробежных сил диаметры шариков в особо быстроходных подшипниках (если это допускает нагрузка на подшипник) следует уменьшить, принимая их примерно равными

* Ось прибора чаще всего делается полой.

$d_ш = 0{,}5\ H$, где $H = \frac{D_н - D_в}{2}$. Развал желоба в особо быстроходных подшипниках увеличивают до $R_ж = 0{,}54\ d_ш$.

ТАБЛИЦА II.9

Углы контакта особо быстроходных шарикоподшипников

Отношение $\frac{A}{R}$	Предельное значение	$[d_{cp} n_{max}]$ *мм · об/мин*	Рекомендуемый угол контакта
0—0,35	Свыше 0,25 R нежелательно	≤ 450 000 (при стальном штампованном сепараторе)	0—12°
0,36—0,8	$A > 0{,}36R + zS_c$	≤ 1 200 000 (при текстолитовом сепараторе)	12°
0,81—1,2	$A > 0{,}8R + zS_c$		26°
Более 1,2	$A\ 1{,}2 + zS_c$	≤ 900 000	36°
Для чисел оборотов более 100 000 в минуту при A не менее 0,6 R		≤ 1 200 000—2 000 000	12—26°

z — число шариков;

$S_c = P_ц \operatorname{tg} \beta$ — осевая составляющая от действия центробежной силы на шарик;

$P_ц$ — центробежная сила шарика;

$$d_{cp} = \frac{D_в + D_н}{2};$$

$D_в$ — внутренний диаметр подшипника;

$D_н$ — наружный диаметр подшипника.

Долговечность главных опор зависит не только от материала колец, шариков, сепараторов, но также и от качества и точности обработки деталей подшипников и их посадки на вал и в корпуса.

Рабочие и монтажные поверхности элементов подшипников должны изготавливаться по следующим классам:

рабочая поверхность колец и шариков — 12-й класс (для особо быстроходных — 13—14-й классы);

внутренняя поверхность внутренних колец — 9-й класс;

наружная поверхность наружных колец — 9-й класс;

торцы колец — 8-й класс.

Подшипники, вращающиеся с числом оборотов, равным или выше 60 000 *об/мин*, изготавливаются по классу точности *С* или по специальным техническим условиям. Для обеспечения долговеч-

ности желоба колец должны иметь волнистость не выше 0,3—0,5 *мк*. Несмотря на применение специальных материалов, высокую точность изготовления и монтажа, шарикоподшипники, вращающиеся с числом оборотов больше 100 000 *об/мин*, еще не обладают необходимой долговечностью и надежностью. Сепараторы в главных

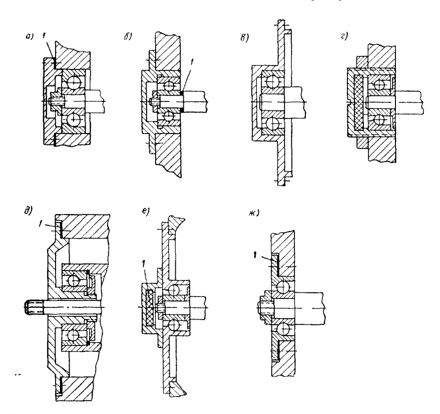


Рис. II.13 Схемы крепления радиальных, насыпных и радиально-упорных подшипников без компенсирующих устройств

опорах для увеличения долговечности центрируются по внутренней поверхности наружного кольца.

Крепление радиальных, насыпных и радиально-упорных подшипников без специальных компенсирующих устройств показано на рис. II.13. Наружные кольца подшипников крепятся в корпусе прибора (рис. II.13, *а*, *д*, *ж*), в крышках (рис. II.13, *б*, *в*, *г*), специальных стаканах, или резьбовых втулках, а внутренние кольца неподвижно укрепляются на оси с помощью гаек (рис. II.13, *а*, *б*, *д*, *е*, *ж*) или буртиков (рис. II.13, *в*, *г*). Крепления опор в резьбовых втулках (рис. II.13, *г*) следует избегать, так как

из-за неточности изготовления резьбы возможны перекосы подшипников и быстрый выход их из строя.

В схеме, приведенной на рис. II.13, *д*, внутреннее кольцо подшипника крепится на выступе крышки, а наружное — в роторе гиромотора. На рис. II.13, *е* показано крепление подшипников, у которых наружным кольцом является крышка гиромотора. В этом случае наружное кольцо крепится с помощью винтов к корпусу, а внутреннее кольцо неподвижно укрепляется на оси гиромотора с помощью гайки. На рис. II.13, *ж* приведена схема крепления подшипника с буртиками на наружном кольце. Наружные кольца подшипников крепятся винтами к корпусу прибора.

Схема крепления подшипника, у которого внутренним кольцом является полая ось прибора, показана на рис. II.14. Наружные кольца подшипников крепятся с помощью крышек или резьбовых втулок. Для получения необходимой жесткости подшипникового узла через полые оси проходят стяжки, которые крепятся к крышкам (рис. II. 14) или втулкам.

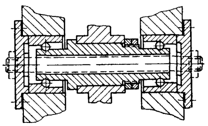


Рис. II.14. Схемы крепления специальных радиально-упорных подшипников

Для повышения точности подшипники гиромоторов должны иметь осевой натяг. Регулировка осевого натяга (перемещение колец подшипников) может производиться с помощью резьбовых втулок (рис. II.13, *г*), втулок со сферической поверхностью и фасонных гаек (рис. II.17, *а*), калиброванных прокладок *1*, помещаемых между корпусом и крышками (рис. II.13, *а*, *д*, *ж*) или между буртиком вала и внутренним кольцом подшипника (для радиальных подшипников) (рис. II.13, *б*), а также обработкой соответствующих поверхностей корпуса гиромотора (рис. II.13, *е*). Последний способ регулировки натяга обеспечивает минимальное смещение центра тяжести гиромотора, но для его осуществления требуется много времени, так как необходима очень точная обработка корпуса и крышки.

Для устранения осевых зазоров, которые могут появиться в процессе длительной работы опор или при резких колебаниях температуры, могут применяться плоские или спиральные пружины, передающие осевые давления на подшипники (рис. II.15). Пружины должны быть рассчитаны и подобраны таким образом, чтобы можно было избежать слишком больших давлений на подшипники и в то же время чтобы втулки или подшипники могли перемещаться относительно главной оси гироскопа. Пружины *1* помещаются между наружным кольцом и крышкой прибора (рис. II.15, *а*, *в*, *д*) или между внутренним кольцом и буртиком оси (рис. II.15, *б*, *г*).

При креплении насыпных подшипников пружины *1* помещаются между втулкой, в которую запрессован подшипник, и крышкой или резьбовой втулкой (рис. II.15, *д*).

Спиральные пружины для устранения осевых зазоров применяются относительно редко, так как из-за неточного изготовления

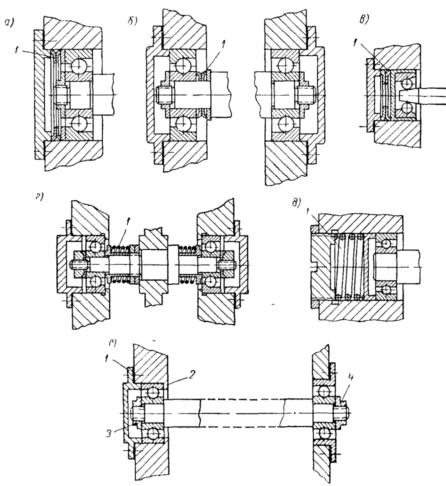


Рис. II 15. Схемы крепления подшипников с компенсирующими устройствами

торцов пружин возможны перекосы подшипников. В ряде конструкций приборов вместо плоских и спиральных пружин применяют пружинящие крышки, в которых с осевым натягом укрепляют наружные кольца подшипников (рис. II.13, *в*). Следует заметить, что при применении пружин уменьшается жесткость подшипникового узла.

На рис. II.15, *е* показана схема крепления подшипников, вращающихся с небольшим числом оборотов. Наружные и внутренние кольца радиального подшипника жестко крепятся к камере гиромотора с помощью крышки *1* и буртика *2*, а на оси ротора — с помощью гайки *3* и буртика. Внутреннее кольцо подшипника с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца неподвижно крепится на оси гайкой *4*.

При обычных температурных режимах перемещение оси ротора по отношению к гирокамере возможно в пределах осевого зазора, который должен быть минимальным. При увеличении длины оси ротора из-за повышения температуры внутреннее кольцо подшипника с гладкой внутренней поверхностью наружного кольца перемещается относительно наружного кольца, компенсируя тем самым температурные изменения оси ротора.

Кроме рассмотренных схем, возможны и другие способы крепления главных опор.

4. Посадки и зазоры в шарикоподшипниках

Посадки и зазоры (радиальные и осевые) в шарикоподшипниках оказывают влияние на величину моментов сил трения, износ, долговечность, надежность и на смещение центра тяжести прибора.

Посадки и зазоры в подшипниках выбираются в зависимости от величины и направления усилий, условий монтажа, конструкции и условий эксплуатации прибора и т. д.

Посадки шарикоподшипников*. Посадку колец подшипников можно осуществить по натягу или усилию.

ТАБЛИЦА II.10

Посадки и их обозначения (ГОСТ 3325—55)

Посадки	Обозначения посадок для различных классов точности подшипников	
	А и *С*	*Н*, *П* и *В*
Прессовая для тонкостенных корпусов	—	P_7 — *ИСО*
Глухая подшипниковая	$Г_{1п}$	$Г_п$
Тугая подшипниковая	$Т_{1п}$	$Т_п$
Напряженная подшипниковая	$Н_{1п}$	$Н_п$
Плотная подшипниковая	$П_{1п}$	$П_п$
Скользящая подшипниковая	$С_{1п}$	$С_п$; $С_{3п}$
Движения подшипниковая	$Д_{1п}$	$Д_п$
Ходовая подшипниковая	—	$Х_п$

* Более подробно о посадках шарикоподшипников см. [92].

В табл. II.10 приведен перечень посадок (ГОСТ 3325—55) в зависимости от класса точности подшипников. Посадка колец подшипников на валы осуществляется по системе отверстий, а в корпус — по системе вала.

Внутреннее кольцо подшипника насаживается на вал по одной из неподвижных посадок. Наружное кольцо подшипника вставляется в корпус или крышку с меньшим натягом, чем внутреннее, так как при значительных натягах возможна деформация колец и уменьшение зазоров в подшипнике, что может привести к заклиниванию опоры. Посадки радиальных и радиально-упорных подшипников в зависимости от вида нагружения приведены в табл. II.11.

ТАБЛИЦА II.11

Посадки радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников

Нагружение кольца	Посадки внутреннего кольца на вал	Посадки наружного кольца в корпус
Местное	$П_п$ $С_п$ $Д_п$ $Х_п$ $П_{1п}$ $С_{1п}$	$Х_п$ $Д_п$ $С_{3п}$ $С_п$ $П_п$ $Н_п$ $С_{1п}$ $П_{1п}$
Циркуляционное	$П_п$ $Н_п$ $Т_п$ $Г_п$ $Л_п$ $Л_{3п}$ $П_{1п}$ $Н_{1п}$ $Т_{1п}$ $Г_{1п}$	$Н_п$ $Т_п$ $Г_п$ $Р_7$ $Н_{1п}$ $Т_{1п}$ $Г_{1п}$
Колебательное	$П_п$ $Н_п$ $П_{1п}$	$П_п$ $Н_п$ $П_{1п}$

Примечания 1. Посадка $Л_п$ и $Л_{3п}$ применяются при чистой сборке и разборке подшипниковых узлов.

2. Посадка $Н_п$ выбирается для корпусов приборов, изготавливаемых из цветных сплавов.

3. Более плотные посадки назначают при повышенных скоростях и нагрузках.

4. Посадки $Н_{1п}$; $П_{1п}$; $Т_{1п}$, $Г_{1п}$ применяют в прецизионных приборах и устройствах.

В особо быстроходных подшипниках внутреннее кольцо рекомендуется насаживать на вал по посадке $П_{1п}$, а наружное кольцо — в корпусе по посадке $С_{1п}$.

Если корпус (карданное кольцо) тонкостенное, то подшипники монтируются в отверстие корпуса по системе ИСО. Предельные отклонения посадочных диаметров шарикоподшипников, натяги и зазоры в посадках подшипников качения выбираются по ГОСТам 520—55 и 3325—55. Чистота поверхности и предельные отклонения от правильной геометрической формы поверхностей валов и корпусов под подшипники приведены в табл. II.12. С целью увеличения долговечности главных опор допуски на точность обработки посадочных поверхностей элементов подшипников не должны превышать величин, приведенных в табл. II.13 [92].

Для подшипников классов точности *А*, *СА* и *С* посадки на вал и в корпус выбираются по 1-му классу точности.

ТАБЛИЦА II.12

Классы чистоты поверхности и предельные отклонения от правильной геометрической формы посадочных поверхностей под подшипники качения

Посадочные поверхности	Классы точности подшипников	Классы чистоты для номинальных диаметров до 80 *мм*	Овальность	Конусность
			в % от допуска	на диаметр
Валы	*Н* и *П* *В*	▽7 ▽8	50	50
	А *С*	▽8 ▽9	25	25
Корпуса	*Н* и *П* *В*	▽7 ▽8	50	50
	А и *С*	▽8	25	25
Торцы заплечиков валов и корпусов	*Н* и *П* *В*, *А* и *С*	▽6 ▽7	—	—

Как показывают исследования [92], при заданном натяге усилие напрессовки колец может колебаться в широких пределах, например от 30 до 400 *н*, а в некоторых случаях еще больше.

При таком большом диапазоне усилий напрессовки возможно значительное уменьшение радиальных зазоров в подшипниках, увеличение моментов сил трения, а при вращении с большими скоростями — быстрый износ колец и шариков. Для осуществления посадки колец с определенным натягом рекомендуется производить селективную подборку, сортируя валы, корпуса и подшипники на две группы с малым сортировочным допуском. После сортировки производится сборка узла из деталей одной сортировочной группы.

Такой способ требует большого количества деталей и подшипников, а поэтому не всегда осуществим.

В настоящее время в ряде приборов и устройств посадка наружных и внутренних колец подшипников осуществляется с определенными усилиями, величина которых зависит от размеров колец. Для осуществления таких посадок необходима дополнительная обработка посадочных размеров деталей *. Наружные кольца подшипников запрессовываются в посадочные отверстия с несколько меньшими усилиями, чем внутренние.

Примерные значения усилий посадок наружных и внутренних колец подшипников при их монтаже в гиромоторах приведены в табл. II.14.

* Обработка осей и отверстий до получения посадочных размеров производится чугунными притирами, кольцами из твердых сплавов, раскатниками или прошивкой [92].

ТАБЛИЦА II.13

Допуски на точность обработки посадочных поверхностей

Наименование параметра	Допуски в *мкм*	
	Внутренние кольца	Наружные кольца
Овальность	5	4
Конусность	3	2
Разностенность	5	5
Боковое биение торца	4	—
Боковое биение по дорожке качения	3	3
Овальность дорожки качения	2	3
Разноразмерность шарика в любом сечении	Не более 5	

ТАБЛИЦА II.14

Усилия посадки наружных и внутренних колец подшипников

Диаметры колец в *мм*	Усилия посадки в *н*	
	Внутренних колец	Наружных колец
3	40—60	—
4	50—80	—
5	60—100	3—8
6	80—130	—
7	100—160	7—15
11	—	10—20
13	—	10—25
15	—	15—30
16	—	15—40
19	—	20—40

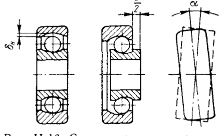


Рис. II.16. Схемы к расчету зазоров в подшипниках

Зазоры в подшипниках. Величины зазоров оказывают большое влияние на работу опор, вращающихся с большим числом оборотов. В главных опорах зазоры должны быть сведены к минимуму. Если в опорах не создавать осевой натяг, то по истечении определенного промежутка времени из-за износа элементов подшипников появятся зазоры. Чтобы избежать резкого увеличения зазора в начале работы прибора и не создавать слишком больших натягов, подшипники перед сборкой необходимо тщательно приработать.

Величину рабочего зазора в подшипнике после его установки в прибор (рис. II.16) можно рассчитать по выражению [92]

$$\delta_p = \delta_н - \delta_{2(3)} - K_t + \delta_0,$$

где $\delta_н$ — начальный зазор в подшипнике до установки его в прибор;

$\delta_{2(3)}$ — изменение зазора вследствие изменения размеров дорожек качения соответственно внутреннего или наружного кольца подшипников при установке их с натягом;

K_1, K_2, K_3, K_4 — функции А. Н. Крылова (табл. I.9);

$t'_z(0)$ — линейный градиент температуры вдоль оси Z в точке $Z = 0$;

t_{1cp} — средняя температура левой половины обода;

$t(0)$ — температура в центре обода;

$t_1(\beta' l)$ — температура на левом конце обода;

$t_2(\beta' l)$ — температура на правом конце обода.

Все температуры отсчитываются от наименее нагретой точки. Закон распределения температуры устанавливается на основании теплового расчета или экспериментальным путем.

Величина перемещения обода ротора

$$\delta_c = \delta + \delta_T,$$

где $\delta = \frac{1 - \nu}{4gE} \gamma \Omega^2 R^3$ — перемещение обода под действием центробежных сил;

$\delta_T = \alpha \int_0^R (t\ r)\ dr$ — перемещение ротора от температурного поля;

$t(r)$ — функция распределения температуры по радиусу диафрагмы, отсчитанная от наименее нагретой точки ротора.

Расчеты показывают [11; 12; 14], что у роторов (рис. I.19, *в*) с экваториальной плоскостью симметрии (с одной диафрагмой) смещения центра тяжести даже при значительных перепадах температуры составляют несколько микрон, что значительно меньше, чем у роторов типа «стакан». Как показывают расчеты, проведенные А. Г. Бессоновым, ротор с центральной диафрагмой и экваториальной плоскостью симметрии обладает свойством самоцентрирования при деформации его центробежными силами и температурным полем, т. е. смещение центра тяжести ротора за счет деформации диафрагмы компенсируется за счет смещения центра тяжести обода, а поэтому суммарное смещение оказывается очень малым.

Смещение центра тяжести ротора с экваториальной плоскостью симметрии (с одной диафрагмой; рис. I.19, *в*). Смещение центра тяжести ротора гиромотора при работе его на подвижном основании может быть вызвано не только центробежными силами и температурными полями, но также и переносными силами инерции, которые могут быть направлены по отношению к оси ротора под различными углами α. Переносные силы инерции оказывают особенно большое влияние в том случае, если жесткость диафрагмы значительно меньше жесткости цилиндрической части ротора ($D_д \ll D$).

Если плоскости действия переносных сил инерции и центробежных сил совпадают между собой, то при определении смещения центра тяжести переносными силами инерции можно пренебречь.

ТАБЛИЦА II.8

Конструктивные параметры некоторых типов разновращающихся подшипников

Эскиз	Тип	Условный номер	Основные размеры в *мм*							Шарики		Момент сил трения в $н \cdot см$	Нагрузка, при которой измерялись моменты сил трения в $н$
			d	D	D_1	b	b_1	l	T	Количество	Диаметр в *мм*		
	Радиальный двойной	ЦКБ-390	5	20	32	5	10	2	—	20 и 6	2,381	—	—
	Комбинированный	ЦКБ-1321	5	18	24	5	10,5	12	2	26 и 7	2,381	0,005 (момент трогания)	2

В табл. II.8 приведены конструкции так называемых разновращающихся подшипников, средним кольцам которых для уменьшения потерь на трение сообщают принудительное движение. Разновращающиеся подшипники изготавливаются с внутренними кольцами (эскизы 1, 2, 5, 6 табл. II.8) и без них (эскизы 3, 4), с желобом для шариков на внутренней поверхности среднего кольца (эскизы 3, 6) и с гладкой внутренней поверхностью (эскизы 1, 2, 4, 5).

В торцовых поверхностях средних колец подшипников имеется несколько нарезанных отверстий, к которым прикрепляются зубчатые колеса или другие элементы для сообщения средним кольцам принудительного движения. В подшипниках, изображенных в табл. II.8 (эскизы 5. 6), зубчатые колеса насаживаются на специальное посадочное место, которое расположено на наружной поверхности среднего кольца между наружными кольцами.

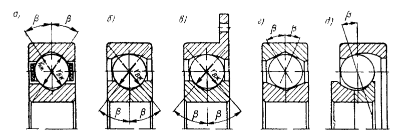


Рис. II.5. Трех- и четырехточечные шарикоподшипники

Для фиксации подвижной системы от смещений в осевом направлении применяют подшипники с трех- или четырехточечным контактом, которые воспринимают осевые и небольшие радиальные нагрузки. Трех- и четырехточечные подшипники могут изготавливаться как с неразъемными (рис. II.5), так и с разъемными внутренними или, реже, наружными кольцами, с буртиками и без них. Дорожки качения у таких подшипников образуются или двумя одинаковыми радиусами из разных центров или прямыми линиями * (рис. II.5, *г*).

У трехточечных подшипников контакт в двух точках происходит по внутреннему кольцу, а наружные кольца выполняются по типу радиальных подшипников. Угол контакта β в трех- или четырехточечных подшипниках обычно равен 20—28°, но в отдельных подшипниках угол может доходить до 35—40°, причем, как показывают исследования, с увеличением угла β возрастают потери на трение.

При действии на подшипник только радиальных нагрузок потери на трение становятся больше, чем потери в обычных радиальных подшипниках. Так, например, в радиальных подшипниках 1000096 при радиальной нагрузке, равной 2*н*, момент сил трения равен 0,002 *н·см*, а у четырехточечных подшипников — 0,0035 *н·см*.

* Подшипники с прямыми линиями применяются относительно редко.

ТАБЛИЦА 11.16

Некоторые типы твердых смазок

Смазка	Коэффициент трения скольжения после 30 *мин* работы	Смазка	Коэффициент трения скольжения после 30 *мин* работы
Дисульфит молибдена	0,05—0,06	Хлорид кадмия	0,07
Графит	0,10—0,15	Дисульфит вольфрама	0,08
Тальк	—	Сульфит серебра	0,14
Иодид серебра	0,25		
Иодид кадмия	0,06	Иодид свинца	0,28

Примечания: 1. К твердым смазкам можно также отнести золото, никель, кобальт и индий, которые тонким слоем (несколько микрон) наносятся на трущиеся поверхности.

2. Твердые смазки несколько хуже отводят тепло, чем жидкие и консистентные, а поэтому они применяются при относительно небольших скоростях вращения; так, например, металлические сепараторы, покрытые дисульфитом молибдена могут применяться в подшипниках, вращающихся с числом оборотов не выше 10 000 *об/мин*.

При работе гироскопических приборов в условиях радиации, вакуума, особо низких и высоких температур, высокой влажности можно применять твердые смазки, из которых наибольшее распространение получили дисульфит молибдена, графит *, индий, серебро или смесь графита и дисульфита молибдена.

Твердые смазки наносят на дорожки качения и сепараторы (металлические) напылением, втиранием, наплавкой и т. д. Перед нанесением твердых смазок поверхности качения подшипников и сепараторы нужно тщательно очистить от посторонних примесей и, если это возможно, подвергнуть фосфатированию или сульфидированию.

В опорах подвеса можно применять пористые сепараторы, пропитанные маслом. При вращении подшипников смазка выдавливается из пор сепаратора, смазывая шарики и беговые дорожки.

Смазка главных опор. Для главных опор применяют консистентную и жидкую смазки **. При работе гиромоторов в течение непродолжительного времени (например 400—500 *ч*) и с небольшим числом оборотов в подшипники перед сборкой вводится консистентная смазка в количестве, равном объему трех-четырех шариков данного

* Как показывают исследования, графит в вакуумной среде работает хуже, чем дисульфит молибдена.

** Жидкая смазка применяется при фитильном или подушечном способах смазки.

типа подшипника, а сепараторы из полимерных материалов пропитывают маслом. В гиромоторах небольших размеров и малой мощности для получения малых потерь на трение применяют смеси из жидких и консистентных смазок (например, 90% масла МВП или ОКБ-122-16 и 10% консистентной смазки типа ОКБ или ЦИАТИМ-202).

В некоторых конструкциях приборов для смазки опор в крышках делают специальные гнезда, в которые закладывают консистентную

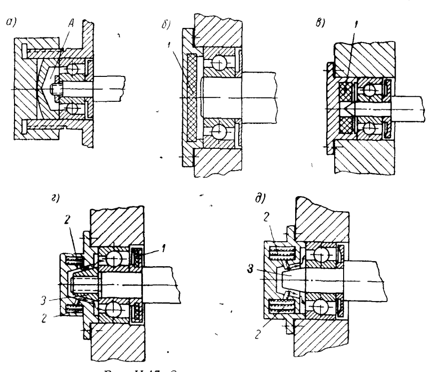


Рис. II.17. Схемы смазок подшипников

смазку в определенном объеме, или применяют фетровые диски *1*, пропитанные маслом (рис. II.17, *а*, *б*, *в* и II.13 *е*). Масло, испаряясь из гнезда *А* или фетрового диска, попадает в подшипник и смазывает его. Чтобы при вращении под действием центробежных сил смазка не выбрасывалась из подшипников, перед ними устанавливают специальные шайбы (рис. II.13, *е*. II.17, *а*, *б*, *в*, *д*), маслоотражательные кольца или применяют подшипники с уплотнениями.

При вращении подшипников с большими скоростями и работе их в течение продолжительного времени, рассмотренные способы смазки непригодны, так как в этом случае смазка теряет свои свойства, разлагается, и в подшипнике остается сухой, не обладающий смазочной способностью порошок, который способствует износу

подшипников. В этом случае следует применять смазку опор с помощью фитилей и подушек, пропитанных маслом [90].

На рис. II.17, *г*, *д* приведены схемы смазок подшипников с помощью специальных фитилей *2*. Фитили обильно пропитываются маслом и равномерно укладываются в крышке или корпусе гиромотора (обычно укладывается три-четыре фитиля) и через отверстия подводятся почти вплотную к конусу *3*. Масло, стекая из фитиля на конусную гайку, перемещается по конусу и попадает в подшипник в виде масляного тумана. Отработанное масло через отверстия вновь поступает на фитиль и благодаря капилярности фитиля вновь поднимается по нему, осуществляя тем самым непрерывную смазку подшипников. В приборах, работающих менее продолжительное время, вместо фитилей могут применяться подушки (диски), пропитанные маслом. В схеме, приведенной на рис. II.17, *г*, в защитной шайбе *1* помещается фетровый диск, пропитанный маслом.

6. Усилия, действующие в точках контакта шариков с кольцами

При действии на подшипники радиальных R или осевых A усилий или при комбинации этих усилий в точках контакта шариков с кольцами возникают нормальные к поверхности касания давления N. На величину и распределение этих давлений по телам качения влияют зазоры в подшипнике, разноразмерность шариков, искажение формы колец, шероховатость поверхности деталей подшипника, его намагниченность и т. п. Далеко не все факторы, влияющие на распределение усилий по телам качения, могут быть учтены при расчете.

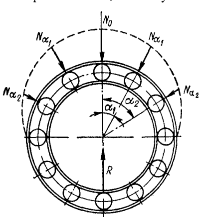


Рис II 18. Распределение усилий между телами качения в радиальном подшипнике при радиальной нагрузке

При наличии чисто радиальной нагрузки R на однорядный стандартный радиальный подшипник нормальное давление на шарик, центр которого расположен под каким-либо углом α_n к направлению радиальной нагрузки R, выражается уравнением (рис. II.18)

$$N_\alpha = \frac{5R}{z}\cos^{3/2}\alpha_n. \qquad \text{(II.1)}$$

Для легированных сталей марок ШХ с модулем упругости $E = 2{,}12 \cdot 10^7$ *н/см*² максимальное напряжение σ_{κ_α} в точке контакта

шарика с кольцами находится по формуле

$$\sigma_{\kappa\alpha} = \frac{3}{2}\frac{N_\alpha}{\pi ab} = \frac{19\,120}{\mu_0 \nu}\sqrt[3]{\left(\frac{4}{d_ш} \pm \frac{1}{R_\kappa} - \frac{1}{r_{ж}}\right)^2 N_\alpha}, \qquad (II.2)$$

где a и b — полуоси эллипса площадки соприкосновения;

$$a = 0{,}005\,\mu_0 \sqrt[3]{\frac{N_\alpha}{\frac{4}{d_ш} \pm \frac{1}{R_\kappa} - \frac{1}{r_{ж}}}};$$

$$b = 0{,}005\,\nu \sqrt[3]{\frac{N_\alpha}{\frac{4}{d_ш} \pm \frac{1}{R_\kappa} - \frac{1}{r_{ж}}}};$$

μ_0 и ν — коэффициенты, являющиеся функцией вспомогательного угла τ (табл. II.17); $\cos\tau$ определяется по уравнению

$$\cos\tau = \frac{\pm\frac{1}{R_\kappa} + \frac{1}{r_{ж}}}{\frac{4}{d_ш} \pm \frac{1}{R_\kappa} - \frac{1}{r_{ж}}}; \qquad (II.3)$$

R_κ — наружный радиус внутреннего кольца (со знаком +) или внутренний радиус наружного кольца (со знаком —);
$d_ш$ — диаметр шарика в *см*;
$r_{ж}$ — радиус желоба в *см*;
z — число шариков.

Нормальное давление и контактное напряжение на наиболее нагруженном шарике рассчитываются по формулам (II.1) и (II.2) при $\alpha_n = 0$.

При вращении подшипника с большой скоростью в местах контакта шарика с наружными кольцами возникают дополнительные усилия от центробежных сил, действующих на шарики:

$$P_ц = \frac{mv^2}{R_0} = \frac{5{,}7\,d_ш^3\,(D_0 \pm d_ш \cos\beta)^2\,n^2}{10^8 D_0}\ н,$$

где D_0 — диаметр подшипника по центрам шариков в *см*;
β — угол контакта;
n — число оборотов вращающегося кольца.

Знак + берется при вращении наружного кольца, знак — при вращении внутреннего.

В радиальном скоростном подшипнике центробежные силы увеличивают контактные давления только на желобе наружного кольца. Так как оно является более стойким к действующим усилиям за счет положительной кривизны и меньшего числа повторных нагрузок, можно считать, что центробежная сила оказывает незначительное влияние на грузоподъемность и долговечность радиального шарикоподшипника. В радиально-упорных подшипниках центробежная сила несколько изменяет угол контакта, но не оказывает существенного влияния на грузоподъемность.

ТАБЛИЦА II.17

Значение μ_0; ν и $\dfrac{2K_0}{\pi\mu_0}$ в зависимости от $\cos\tau$

$\cos\tau$	μ_0	ν	$\mu_0\nu$	$\dfrac{2K_0}{\pi\mu_0}$	$\cos\tau$	μ_0	ν	$\mu_0\nu$	$\dfrac{2K_0}{\pi\mu_0}$
0,9995	23,95	0,163	3,91	0,171	0,9810	6,06	0,325	1,97	0,453
0,9990	18,53	0,185	3,43	0,207	0,9805	6,00	0,327	1,96	0,456
0,9985	15,77	0,201	3,17	0,230	0,9800	5,94	0,328	1,95	0,459
0,9980	14,25	0,212	3,02	0,249	0,9795	5,89	0,330	1,94	0,462
0,9975	13,15	0,220	2,89	0,266	0,9790	5,83	0,332	1,93	0,465
0,9970	12,26	0,228	2,80	0,279	0,9785	5,78	0,333	1,92	0,468
0,9965	11,58	0,235	2,72	0,291	0,9780	5,72	0,335	1,92	0,470
0,9960	11,02	0,241	2,65	0,302	0,9775	5,67	0,336	1,91	0,473
0,9955	10,53	0,246	2,59	0,311	0,9770	5,63	0,338	1,90	0,475
0,9950	10,15	0,251	2,54	0,320	0,9765	5,58	0,339	1,89	0,478
0,9945	9,77	0,256	2,50	0,328	0,9760	5,53	0,340	1,88	0,481
0,9940	9,46	0,260	2,46	0,336	0,9755	5,49	0,342	1,88	0,483
0,9935	9,17	0,264	2,42	0,343	0,9750	5,44	0,343	1,87	0,486
0,9930	8,92	0,268	2,39	0,350	0,9745	5,39	0,345	1,86	0,489
0,9925	8,68	0,271	2,36	0,356	0,9740	5,35	0,346	1,85	0,491
0,9920	8,47	0,275	2,33	0,362	0,9735	5,32	0,347	1,85	0,493
0,9915	8,27	0,278	2,30	0,368	0,9730	5,28	0,349	1,84	0,495
0,9910	8,10	0,281	2,28	0,373	0,9725	5,24	0,350	1,83	0,498
0,9905	7,93	0,284	2,25	0,379	0,9720	5,20	0,351	1,83	0,500
0,9900	7,76	0,287	2,23	0,384	0,9715	5,16	0,353	1,82	0,502
0,9895	7,62	0,289	2,21	0,388	0,9710	5,13	0,354	1,81	0,505
0,9890	7,49	0,292	2,19	0,393	0,9705	5,09	0,355	1,81	0,507
0,9885	7,37	0,294	2,17	0,398	0,9700	5,05	0,357	1,80	0,509
0,9880	7,25	0,297	2,15	0,402	0,969	4,98	0,359	1,79	0,513
0,9875	7,13	0,299	2,13	0,407	0,968	4,92	0,361	1,78	0,518
0,9870	7,02	0,301	2,11	0,411	0,967	4,86	0,363	1,77	0,522
0,9865	6,93	0,303	2,10	0,416	0,966	4,81	0,365	1,76	0,526
0,9860	6,84	0,305	2,09	0,420	0,965	4,76	0,367	1,75	0,530
0,9855	6,74	0,307	2,07	0,423	0,964	4,70	0,369	1,74	0,533
0,9850	6,64	0,310	2,06	0,427	0,963	4,65	0,371	1,73	0,536
0,9845	6,55	0,312	2,04	0,430	0,962	4,61	0,374	1,72	0,540
0,9840	6,47	0,314	2,03	0,433	0,961	4,56	0,376	1,71	0,543
0,9835	6,40	0,316	2,02	0,437	0,960	4,51	0,378	1,70	0,546
0,9830	6,33	0,317	2,01	0,440	0,959	4,47	0,380	1,70	0,550
0,9825	6,26	0,319	2,00	0,444	0,958	4,42	0,382	1,89	0,553
0,9820	6,19	0,321	1,99	0,447	0,957	4,38	0,384	1,68	0,556
0,9815	6,12	0,323	1,98	0,450					

Продолжение табл. 11.17

cos τ	μ_0	ν	μ_0^ν	$\frac{2K_0}{\pi\mu_0}$	cos τ	μ_0	ν	μ_0^ν	$\frac{2K_0}{\pi\mu_0}$
0,956	4,34	0,386	1,67	0,569	0,895	3,08	0,466	1,41	0,688
0,955	4,30	0,388	1,67	0,562	0,890	2,97	0,471	1,40	0,695
0,954	4,26	0,390	1,66	0,565	0,885	2,92	0,476	1,39	0,702
0,953	2,22	0,391	1,65	0,568	0,880	2,85	0,481	1,38	0,709
0,952	4,19	0,393	1,65	0,571	0,875	2,82	0,485	1,37	0,715
0,951	4,15	0,394	1,64	0,574					
0,950	4,12	0,396	1,63	0,577	0,870	2,77	0,490	1,36	0,721
					0,865	2,72	0,494	1,35	0,727
0,948	4,05	0,399	1,62	0,583	0,860	2,68	0,498	1,34	0,733
0,946	3,99	0,403	1,61	0,588	0,855	2,64	0,502	1,33	0,739
0,944	3,94	0,406	1,60	0,593	0,850	2,60	0,507	1,32	0,745
0,942	3,88	0,409	1,59	0,598	0,840	2,53	0,515	1,30	0,755
0,940	3,83	0,412	1,58	0,603	0,830	2,46	0,523	1,29	0,765
0,938	3,78	0,415	1,57	0,608	0,820	2,40	0,530	1,27	0,774
0,936	3,73	0,418	1,56	0,613	0,810	2,35	0,537	1,26	0,783
0,934	3,68	0,420	1,55	0,618	0,800	2,30	0,544	1,25	0,792
0,932	3,63	0,423	1,54	0,622					
0,930	3,59	0,426	1,53	0,626	0,75	2,07	0,577	1,20	0,829
					0,70	1,91	0,607	1,16	0,859
0,928	3,55	0,428	1,52	0,630	0,65	1,77	0,637	1,13	0,884
0,926	3,51	0,431	1,51	0,634	0,60	1,66	0,664	1,10	0,904
0,924	3,47	0,433	1,50	0,638	0,55	1,57	0,690	1,08	0,922
0,922	3,43	0,436	1,50	0,642	0,50	1,48	0,718	1,06	0,938
0,920	3,40	0,438	1,49	0,646	0,45	1,41	0,745	1,05	0,951
0,918	3,36	0,441	1,48	0,650	0,40	1,35	0,771	1,04	0,962
0,916	3,33	0,443	1,47	0,653	0,35	1,29	0,796	1,03	0,971
0,914	3,30	0,445	1,47	0,657	0,30	1,24	0,824	1,02	0,979
0,912	3,27	0,448	1,46	0,660					
0,910	3,23	0,450	1,45	0,664	0,250	1,19	0,805	1,01	0,986
					0,200	1,15	0,879	1,01	0,991
0,908	3,20	0,452	1,45	0,667	0,150	1,11	0,908	1,01	0,994
0,906	3,17	0,454	1,44	0,671	0,100	1,07	0,938	1,00	0,997
0,904	3,15	0,456	1,44	0,674	0,050	1,03	0,969	1,00	0,999
0,902	3,12	0,459	1,43	0,677	0	1	1	1	1
0,900	3,09	0,461	1,42	0,680					

Если на радиальный подшипник действует осевое усилие A, то давление в точках контакта шариков с кольцами будет равно

$$N = \frac{A}{z \sin \beta}. \qquad (II.4)$$

Необходимо отметить, что угол контакта β изменяется в зависимости от первоначального посадочного зазора или натяга и упругой контактной деформации Δ.

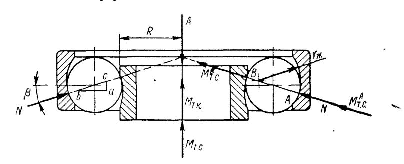


Рис. II.19. Распределение усилий и моментов сил трения при осевой нагрузке на радиальный или радиально-упорный шарикоподшипник

Из треугольника abc (рис. II.19)

$$\cos \beta = \frac{ab}{bc} = \frac{2r_{ж} - d_{ш} - \frac{g_1}{2}}{2r_{ж} - d_{ш} + \Delta}. \qquad (II.5)$$

Преобразовав выражение (II.5), получим

$$\cos \beta = \frac{1 - 12{,}5\,\psi}{1 + 95 \cdot 10^{-14} \sigma_к^2}, \qquad (II.6)$$

где $\psi = \frac{g_1}{d_ш}$ — относительный радиальный зазор или натяг в подшипнике;

g_1 — зазор или натяг в подшипнике до приложения нагрузки.

При $\sigma_к = 0$ и $r_{ж} = 0{,}52\ d_ш$ из формулы (II.6) можно получить выражение для нахождения начального угла β_0, который образуется в подшипнике за счет радиального зазора

$$\cos \beta_0 = 1 - 12{,}5\ \psi.$$

Угол контакта увеличивается с увеличением радиального зазора и контактных напряжений, причем рост этого угла с увеличением $\sigma_к$ происходит быстрее у подшипников с малым зазором или натягом, чем у подшипников с повышенным зазором. При высоких $\sigma_к$

Рис. II.20. Значение β в функции $\sigma_к$ и ψ

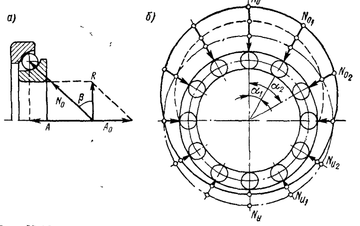


Рис. II.21. Распределение усилий на шарики в радиально-упорном шарикоподшипнике

относительная разница в углах β становится незначительной. На рис. II.20 приведены кривые для определения угла контакта β при известных ψ и σ_K.

В радиально-упорных подшипниках распределение нагрузок между телами качения при действии как радиальных, так и осевых нагрузок подчиняется более сложному закону и зависит от соотношения радиальной R и осевой A составляющих (рис. II.21).

Усилие, приходящееся на наиболее нагруженный шарик

$$N_0 = \frac{A}{z \sin \beta} + q_1 \frac{R}{z \cos \beta}. \qquad (II.7)$$

Значение коэффициента q_1 определяют в зависимости от величины $k_\varepsilon = \frac{A}{R} \operatorname{ctg} \beta$ по кривым на рис. II.22.

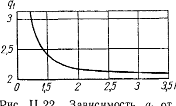


Рис. II.22. Зависимость q_1 от k_ε

При $K_\varepsilon > 3{,}5$ коэффициент q_1 можно принимать постоянным и равным 2,1. При установке радиально-упорных подшипников с двух сторон вала создается осевой натяг $A \geqslant (1{,}3\ R + P_ц z)\ tg\beta$, при котором нагрузка распределяется по всем телам качения *. Схема такого распределения нагрузок приведена на рис. II.21. В этом случае нагрузки на отдельные шарики могут быть рассчитаны по уравнениям:

$$\left.\begin{aligned} N_0 &= \frac{A}{z \sin \beta} + q_1 \frac{R}{z \cos \beta}; \\ N_u &= \frac{A}{z \sin \beta} - q_1 \frac{R}{z \cos \beta}; \\ N_{0_1} &= \frac{A}{z \sin \beta} + q_1 \frac{R}{z \cos \beta} \cos^{3/2} \alpha_1; \\ N_{u_1} &= \frac{A}{z \sin \beta} - q_1 \frac{R}{z \cos \beta} \cos^{3/2} \alpha_1 \end{aligned}\right\} \qquad (II.8)$$

и т. д. для каждой пары шариков.

Здесь $N_0 = N_A + N_R$ — нагрузка на тело качения в зоне, воспринимающей нагрузку от радиального усилия;

$N_u = N_A - N_R$ — нагрузка на тело качения в зоне, не воспринимающей нагрузку от радиального усилия.

У подшипников с трех- или четырехточечным контактом (рис. II.4) давление на наиболее нагруженный шарик определяется в зависимости от направления действующей на подшипник нагрузки. Если

* При $A < (1{,}3\ R + P_y z)$ tg β нагрузку воспринимает только часть шариков. Причем, чем меньше A, тем меньшее количество шариков воспринимает нагрузку.

на подшипник с четырехточечным контактом действует только радиальная нагрузка R, то наибольшее давление на шарик равно

$$N_0 = 2{,}5\frac{R}{z\cos\beta}, \qquad (II.9)$$

где $\beta = \arcsin\frac{c}{r_{ж} - r_{ш}}$ — угол контакта (рис. II.23).

У подшипника с трехточечным контактом давление внутреннего кольца на шарик определяется по формуле (II.1), а давление в точках контакта шарика с наружным кольцом — по формуле (II.9).

Если на подшипник с трех- или четырехточечным контактом действуют только осевые усилия, давления на шарики определяются по формуле (II.4). При одновременном действии осевых и радиальных нагрузок давление на наиболее нагруженный шарик зависит от соотношения этих усилий (от угла φ) и углов давления на наружном β и внутреннем β' кольцах (рис. II.23).

Если преобладает осевая нагрузка и $\varphi < 90° - \beta'$, а $\beta' > \beta$, шарик касается наружного кольца только в одной точке O и давление на шарики рассчитывается по формулам (II.8). Если преобладает радиальная нагрузка и $\beta > \beta'$, а $\varphi > 90° - \beta'$, нагрузка на шарик со стороны внутреннего кольца равна

$$F = Q\frac{\cos(\varphi - \beta')}{\sin 2\beta'},$$

а наибольшее давление шарика на наружное кольцо

$$N_0 = Q\frac{\cos(\varphi - \beta')\sin(\beta + \beta')}{\sin 2\beta' - \sin 2\beta},$$

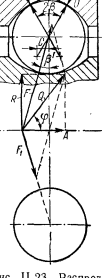


Рис. II.23. Распределение усилий в подшипнике с трехточечным контактом

где $Q = \sqrt{A^2 + R^2}$ — равнодействующая осевой и радиальной нагрузок;

$\varphi = \arccos\frac{Q}{R}$ — угол между равнодействующей и осью подшипника.

У радиальных подшипников, нагруженных осевой силой, а также радиально-упорных (с углом контакта $\beta > 0$), вращающихся с большой скоростью, кроме рассмотренных сил на шарик действует гироскопический момент, который вызывает дополнительное вращение шарика, а значит, и дополнительный износ деталей подшипника.

Гироскопический момент, действующий на шарик в шарикоподшипнике с произвольным углом контакта β, равен [72]

$$M_г = 1{,}14 \cdot 10^{-8} D_0 d_ш^4 n_{в.к}^2 \left(1 - \frac{d_ш}{D_0} \cos\beta\right)^2 \sin\beta \;\; н.\, см. \qquad (II.10)$$

Этот момент вызывает скольжение шарика только в том случае, если он больше противодействующего ему момента сил трения, вызываемого нагрузкой N на шарик,

$$M_T = \mu N d_ш \;\; н.\, см. \qquad (II.11)$$

Приравняв уравнения (II.10) и (II.11), получим значение $N_{опт}$, при котором $M_г = M_T$,

$$N_{опт} = 1{,}14 \cdot 10^{-8} \frac{D_0 d_ш^3 n_{в.к}^2}{\mu} \left(1 - \frac{d_ш}{D_0} \cos\beta\right)^2 \sin\beta \;\; н.$$

При значениях $N < N_{опт}$ наблюдается проскальзывание шарика под действием гироскопического момента.

Если нагрузка на шарик при данных радиальной и осевой нагрузках на подшипник меньше $N_{опт}$, то для устранения проскальзывания шарика от гироскопического момента подшипнику задается дополнительный осевой натяг для увеличения нагрузки N на шарик.

Осевая нагрузка на подшипник, при которой $M_T \geqslant M_г$ (при $\mu = 0{,}02$), составляет

$$A \geqslant 5{,}7 \cdot 10^{-7} z d_ш^3 D_0 n_{в.к}^2 \sin^2\beta \;\; н.$$

Наличие усилий, действующих на тела качения, приводит к упругим деформациям в точках контакта колец и тел качения. Упругие деформации вызывают смещение колец шарикоподшипника относительно друг друга, т. е. смещение центра тяжести подшипника. От величины смещения колец при приложении к ним осевых и радиальных нагрузок зависит точность работы гироскопических приборов. При проектировании таких приборов приходится заранее рассчитать возможные осевые и радиальные смещения центра тяжести подшипника. Вопросы расчета жесткости подшипников рассмотрены в работах В. С. Бочкова [19; 20].

На основании теоретических исследований получены формулы для расчета радиальных Δr и осевых Δa смещений центра тяжести подшипников при условии, что все тела качения воспринимают внешнюю нагрузку, приложенную к подшипнику.

Для обеспечения распределения нагрузки на все тела качения необходимо, чтобы усилие предварительного натяга удовлетворяло равенству

$$A_{\min} \geqslant 0{,}088 \frac{\delta_a (1 + 2B_2^{2/3})}{S - 0{,}5\delta} R,$$

где

δ_a — осевой зазор в *см*;

δ — посадочный зазор в *см*;

$S = r_{ж}^{н} - r_{ж}^{в} - d_{ш}$ — расстояние между центрами кривизны желобов в *см*;

$r_{ж}^{н}$ и $r_{ж}^{в}$ — радиусы желобов наружного и внутреннего колец в *см*;

$$B_2 = 1{,}6\frac{(1+\eta_1)^{3/2}S^{5/2}}{B_в z \delta_a^4}A;$$

$$B_в = \frac{10^{10{,}5}}{\left[523\left(\frac{2k_0}{\pi\mu_0}\right)_в\right]^{3/2}\sqrt{\Sigma\rho_в}};$$

$$\eta_1 = \frac{\left(\frac{2k_0}{\pi\mu_0}\right)_н}{\left(\frac{2k_0}{\pi\mu_0}\right)_в}\sqrt[3]{\frac{\Sigma\rho_н}{\Sigma\rho_в}};$$

$\left(\frac{2k_0}{\pi\mu_0}\right)_н$ и $\left(\frac{2k_0}{\pi\mu_0}\right)_в$ — коэффициенты, являющиеся функцией вспомогательного угла τ (табл. II.17); $\cos\tau$ определяется по уравнению (II.3);

$$\left.\begin{aligned}\Sigma\rho_н &= \frac{4}{d_ш} - \frac{1}{R_к^н} - \frac{1}{r_{ж}^{н}}\\ \Sigma\rho_в &= \frac{4}{d_ш} + \frac{1}{R_к^в} - \frac{1}{r_{ж}^{в}}\end{aligned}\right\}$$

— сумма главных кривизн поверхностей в местах контакта шарика с желобами наружного и внутреннего колец.

Радиальное смещение центра тяжести подшипника

$$\Delta_r = 0{,}177\frac{\delta_a^2}{S-0{,}5\delta}\cdot\frac{B_2^{2/3}}{(1+2B_2^{2/3})^{1/4}}\left[(1+B_1)^{2/3}-(1-B_1)^{2/3}\right] \text{ см.}$$

Осевое смещение

$$\Delta_a = 0{,}5\delta_a\{[(1+2B_2^{2/3})^{1/4} + B_2^{2/3}((1+B_1)^{2/3}+(1-B_1)^{2/3})]^{3/8} - 1\} \text{ см,}$$

где

$$B_1 = \frac{0{,}707\,\delta_a}{S-0{,}5\,\delta}(1+2B_2^{2/3})^{3/8}\frac{R}{A}.$$

При чисто осевой нагрузке $\Delta_r = 0$ и $B_1 = 0$.

7. Долговечность и надежность приборных шарикоподшипников

Расчет долговечности подшипника сводится к установлению зависимости между нагрузкой и сроком службы подшипника в часах при заданных рабочих числах оборотов и заданной надежности его работы.

Исследованиями [34; 58] установлено, что в зависимости от величины контактных напряжений в точках контакта шариков с кольцами меняется характер износа.

Если величина контактных напряжений не превышает 1500—2000 $н/мм^2$, то на дорожках качения колец обнаруживается только окислительный износ. Если контактные напряжения достигают 2000—4500 $н/мм^2$ — на дорожках качения наблюдается выкрашивание материала, причиной которого является образование микротрещин. При напряжениях выше 4500 $н/мм^2$ на дорожках качения возникает остаточная деформация.

Обычные расчеты долговечности стандартных шарикоподшипников, подробно освещенные в работе [92], базируются на том, что выход подшипника из строя происходит из-за выкрашивания материала на дорожках качения. Причем стандартный выбор подшипников обеспечивает надежность, равную 90%. При необходимости повысить надежность подшипников до 99% рекомендуется применять специальные подшипники и расчет коэффициента работоспособности подшипников вести по специальным формулам [45]. Так, например, для радиальных и радиально-упорных однорядных шарикоподшипников рекомендуется следующее выражение:

$$C = Kz^{0,7} d_ш^2 \frac{1}{1 + 0{,}02 d_ш} \cos^{0,7} \beta.$$

Коэффициент K выбирается в зависимости от класса подшипника (так, например, для класса НП $K = 53$; для класса НВ $K = 65$ и для класса НА $K = 73$).

Необходимо отметить, что на долговечность подшипников влияет много различных факторов, а именно: зазор, точность и чистота обработки деталей, перекосы при установке, посадка, овальность посадочных мест, угол контакта (большая долговечность при $\beta = 5 \div 25°$), прохождение тока через подшипник *, наличие в подшипнике масляной прослойки между шариками и кольцами **, внешней вибрации [106] и т. п.

При расчете нестандартных насыпных шарикоподшипников, у которых нет определенных соотношений между размерами отдельных деталей, можно пользоваться формулами, приведенными в работе Г. Штельрехта [151].

Величина допускаемой результирующей нагрузки на подшипник при данном числе оборотов вала n и числа часов работы подшипника h

$$Q_{рез} = 1{,}5 \cdot 10^5 \frac{(\mu_0 \nu)^3 \cos\beta}{\left(\frac{4}{d_ш} \pm \frac{1}{R_к} - \frac{1}{r_{ж}}\right)^2} \sqrt[3]{\frac{z^2}{nh}} \ н.$$

При чисто радиальной нагрузке на радиальный подшипник $Q_{рез} \geqslant R$.

* Сила тока 0,01 a снижает долговечность примерно на 20%, а сила тока 0,1 a — до 80%.

** Наличие масляной прослойки увеличивает долговечность. Расчет долговечности с учетом наличия масляной прослойки см. в [143].

При действии на радиальный или радиально-упорный подшипник как радиальной, так и осевой нагрузок

$$Q_{рез} \geqslant \frac{1}{2,79} \sqrt[3]{A^3 \operatorname{ctg}^3 \beta + 7,99 AR^2 \operatorname{ctg} \beta}.$$

При действии на эти же подшипники только осевой нагрузки

$$Q_{рез} \geqslant \frac{A \operatorname{ctg} \beta}{2,79}.$$

В приборостроении часто подшипники работают не при полных оборотах, а при колебаниях с определенной частотой на угол Θ. Выбор стандартных подшипников при таком режиме работы можно выполнить по обычным соотношениям, но вместо скорости вращения подвижного кольца в формулы нужно подставить эквивалентную скорость

$$n_{эк} = \frac{2f\theta}{360^\circ},$$

где f число колебаний в минуту;

θ — угол колебания в градусах.

При очень малых углах колебания колец и высокой частоте их в зонах контакта возможно нарушение смазки, т. е. смазка, выдавленная телом качения, не успеет затечь на рабочую поверхность. Отсутствие смазки приводит к более интенсивному разрушению подшипника.

Для уменьшения вероятности появления более интенсивного износа следует максимально уменьшить размеры тел качения, обеспечить возможно больший угол колебаний и подобрать наиболее жидкую смазку. Необходимо, чтобы угол колебания был не меньше какого-то критического значения угла, при котором зоны контакта соседних тел качения с кольцом смыкаются между собой.

Величины критического угла контакта могут быть подсчитаны по формулам:

для внутреннего кольца

$$\theta_{кр} = \frac{360^\circ}{z \frac{D_в + 2d_ш}{2D_0}};$$

для наружного кольца

$$\theta_{кр} = \frac{360^\circ}{z \frac{D_в}{2D_0}}.$$

Для расчета насыпных шарикоподшипников при колебательном режиме можно воспользоваться соотношениями, приведенными в работе [139].

При чисто радиальной нагрузке и при условии, что на данный элемент кольца оказывает давление только один шарик, перемещающийся при качении внутреннего кольца по этому элементу, отношение грузоподъемностей подшипника, работающего при колебательном движении $R_{ко}$, к грузоподъемности подшипника, рабо-

тающего при каком-то конечном числе оборотов $R_{вр}$, будет иметь вид

$$\frac{R_{к.о}}{R_{вр}} = 0,4 \sqrt[3]{z\left(1 + \frac{d_ш}{D_0}\right)};$$

при чисто осевой нагрузке

$$\frac{A_{к.о}}{A_{вр}} = 0,63 \sqrt[3]{z\left(1 + \frac{d_ш}{D_0}\right)}.$$

Если при качении рассматриваемый элемент кольца испытывает повторное давление от смежного шарика при повороте внутреннего кольца на угол θ, то

$$\frac{R_{к.о}}{R_{вр}} = 0,4 \sqrt[3]{\frac{z\,(D_0 + d_ш)}{D_0\,(1 + \cos^2\theta)}},$$

а

$$\frac{A_{к.о}}{A_{вр}} = 0,5 \sqrt[3]{z\left(1 + \frac{d_ш}{D_0}\right)}.$$

В гироскопических приборах некоторые подшипники (например, подшипники опор подвеса) работают при малых нагрузках и малых скоростях вращения, причем основным критерием, характеризующим качества подшипника, является величина момента сил трения.

Величина момента сил трения, в свою очередь, в основном зависит от интенсивности окислительного износа, с увеличением износа произойдет засорение подшипника продуктами износа, что может привести к недопустимому повышению момента сил трения. Так как интенсивность износа определяется величиной контактных напряжений, то при оценке работоспособности таких подшипников по величине момента сил трения могут быть использованы следующие теоретические предпосылки [106].

Уравнение долговечности

$$\sigma_{0N} = 1,34\,\beta_к \sigma_{-1} \left(\frac{N_б}{N}\right)^{k_1},$$

где σ_{0N} — частный предел выносливости при числе циклов N напряжений;

σ_{-1} — пределы выносливости при изгибе вращающегося образца при базовом числе циклов напряжений $N_б = 10^7$;

$\beta_к$ — коэффициент, зависящий от выбранного критерия оценки работоспособности подшипников, условия смазки и т. п., определяется экспериментально;

k — постоянный коэффициент (при наличии внешней вибрации $k_1 = 0,1$).

Интегральная кривая распределения вероятностей выхода подшипников из строя имеет вид (распределение Вейбула).

$$q\,(t) = 1 - \exp\left(-\frac{t^{b_0}}{a_0}\right),$$

где $q(t)$ — вероятность преждевременного выхода подшипника из строя до достижения срока службы t;

a_0 и b_0 — параметры распределения.

Соотношение между расчетными сроками службы t и медианами распределений t_m с учетом заданной вероятности преждевременного выхода подшипников из строя, запишется в виде

$$\frac{t_m}{t} = x = \left[\frac{\lg 0{,}5}{\lg Q(t)}\right]^{1/b_0};$$

x — фактор надежности;

$Q(t) = 1 - q(t)$ — надежность работы подшипника в течение времени t.

Для каждого подшипника изменение момента сил трения в процессе эксплуатации является случайной функцией времени. Каждая из частных реализаций случайных функций отдельных подшипников одного типоразмера, при одинаковых условиях нагружения, колеблется с определенным разбросом около некоторой усредненной, неслучайной функции времени

$$M_т = M_н + lt^m,$$

где $M_т$ — среднее значение момента сил трения в партии шарикоподшипников в момент времени t;

$M_н$ — начальное среднее значение момента сил трения в партии шарикоподшипников;

l; m — коэффициенты, определяемые экспериментально.

Приведенные соотношения являются основой для расчета приборных подшипников на надежность и долговечность.

8. Момент сил трения в шарикоподшипниках

Для точного теоретического расчета величины момента сил трения в подшипнике необходимо учесть ряд факторов:

1) сопротивление чистому перекатыванию шариков по дорожкам качения, т. е. потери упругого гистерезиса;

2) сопротивление трению скольжения на площадке контакта шарика с кольцом и в местах соприкосновения шарика с сепаратором;

3) сопротивление, обусловленное сдвигами в смазке; в прослойке между телами качения и дорожками качения и в прослойке между телами качения и стенками ячеек в сепараторе;

4) сопротивление воздуха при быстром движении деталей подшипника.

На перечисленные слагаемые, в свою очередь, влияет нагрузка, конструкция и размеры подшипников, число оборотов вращающегося кольца, количество и вязкость смазки, зазор в подшипнике, намагниченность деталей подшипника или наличие вокруг

подшипника магнитного поля, разноразмерность деталей, степень чистоты их обработки и т. п.

Ввиду чрезвычайной сложности теоретического расчета сопротивления вращению в подшипниках качения этот вопрос до настоящего времени не имеет точного решения, и момент сил трения определяют либо с помощью приближенных расчетных формул, либо на основании эмпирических данных.

Момент сил трения на внутреннем кольце радиального подшипника, воспринимающего только радиальную нагрузку R при учете центробежных сил, складывается из моментов [104; 110]:

1) на преодоление сил сопротивления при перекатывании шариков

$$M_1 = \left[1{,}22\, R\left(\frac{D_в}{d_ш} + 1\right) + P_ц\, \frac{z}{2}\, \frac{D_в}{d_ш}\right]\lambda; \qquad (II.12)$$

2) на преодоление сил трения между сепаратором и шариками

$$M_2 = 10^{-2}\frac{D_0}{4}\left(1 - \frac{d_ш^2}{D_0^2}\cos^2\beta\right)\sin\left[\beta + \operatorname{arctg}\left(\frac{d_ш \sin\beta}{2r_{ж}^{в}}\right)\right] Q_{сеп}\,\mu_1\ н \cdot см; \qquad (II.13)$$

3) на преодоление сил трения между сепаратором и направляющими борта кольца при базировании сепаратора по борту внутреннего или наружного кольца

$$M_3 = 1{,}38 \cdot 10^{-4} Q_{сеп}\,\mu_1\, n^2 D_{в.\,б\,(н.\,б)}\,\varepsilon\left(1 - \frac{d_ш}{D_0\cos\beta}\right)^2\ н \cdot см, \qquad (II.14)$$

где $Q_{сеп}$ — вес сепаратора в $н$;

$D_{в.б}$ и $D_{н.б}$ — диаметры бортов внутреннего и наружного колец в $см$;

μ_1 — коэффициент трения сепаратора о шарики или кольца;

n — число оборотов;

ε — эксцентриситет центра сепаратора по отношению к оси подшипника в $см$.

Суммарный момент сил трения в подшипнике равен

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3.$$

При малых оборотах $P_ц = 0$ и выражение (II.12) перепишется в виде

$$M_1 = 1{,}22\, R\left(\frac{D_в}{d_ш} + 1\right)\lambda.$$

Если на радиальный или радиально-упорный шарикоподшипник действует только осевая нагрузка, то момент сил трения M_1 в таких опорах равен геометрической сумме момента сил трения качения и момента сил трения скольжения — верчения в точках соприкосновения шариков с дорожками качения.

Момент сил трения M_1, приведенный к оси вращения подшипника, может быть найден на основании тех же соображений, что и для радиального подшипника, работающего при чисто радиальной нагрузке

$$M_{1_{m.\kappa}} = \left[\frac{A}{\sin\beta}\left(\frac{D_\text{в}}{d_\text{ш}} + \cos\beta\right) + \frac{D_\text{в}}{2d_\text{ш}} z \frac{P_\text{ц}}{\cos\beta}\right]\lambda. \qquad \text{(II.15)}$$

Момент трения скольжения — верчения, приведенный к оси, находится по выражению (см. рис. II.19)

$$M_{1_{т.с.}} = (M^A_{т.с.} + M^B_{т.с.})\, z \sin\beta, \qquad \text{(II. 16)}$$

где $M^A_{т.с}$ и $M^B_{т.с}$ — моменты трения на площадках соприкосновения в точках A и B;

$$M_{т.с} = \frac{3\mu' N}{8}\int\limits_0^{\pi/2} (1 - B^2 \sin^2\varphi)^{\frac{1}{2}}\, d\varphi; \qquad \text{(II.17)}$$

$\int\limits_0^{\pi/2} (1 - B^2 \sin^2\varphi)^{1/2} d\varphi$ — эллиптический интеграл;

$$B = \left[1 - \left(\frac{b}{a}\right)^2\right]^{1/2};$$

$N = \frac{A}{z\sin\beta} + \frac{P_\text{ц}}{\cos\beta}$ — нормальное давление в точке соприкосновения;

μ' — коэффициент трения верчения ($\mu' \approx 0{,}07$ для средних скоростей качения и при больших скоростях снижается до 0,02).

Общий момент

$$M_1 = M_{1_{т.к.}} + M_{1_{т.с.}}\,.$$

Если на эти же подшипники действует еще и радиальная нагрузка, величина которой меньше или равна $0{,}77\left(\frac{A}{\operatorname{tg}\beta} - P_\text{ц} z\right)$, то момент трения $M_{1_{т.к}}$ определяется по выражению [104]

$$M_{1_{т.к.}} = \left[\frac{A}{\sin\beta}\left(\frac{D_\text{в}}{d_\text{ш}} + \cos\beta\right) + \frac{zP_\text{ц}D_\text{в}}{2d_\text{ш}\cos\beta}\right]\lambda. \qquad \text{(II.18)}$$

Согласно формуле (II.18), момент сил трения качения не зависит от радиальной нагрузки. Это положение хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Кроме момента сопротивления, обусловленного трением качения, в подшипнике имеет место момент сопротивления, вызванный трением скольжения-верчения. Величина этого момента рассчитывается по формулам (II.16) и (II.17). Расчет момента сил трения в подшипниках с трех- или четырехточечным контактом при действии на них осевых и радиальных усилий проводится аналогично расчету радиально-упорных подшипников.

Коэффициент трения качения λ для шарикоподшипников, применяемых в приборостроении, колеблется в пределах 0,001—0,0005 *см* *. Величина коэффициента трения качения зависит от диаметра катящегося тела, материалов, нагрузки и т. д.

Выведенные соотношения не учитывают ряд факторов, влияющих на момент сил трения в подшипнике, а именно: чистоту обработки рабочих поверхностей подшипника, разноразмерность деталей, наличие или отсутствие в подшипнике смазки и т. п.

В некоторых работах [99] момент сил трения в подшипнике рассматривается как сумма двух моментов — обычного момента сил трения, зависящего от трения качения, трения скольжения, жидкостного трения и активного момента, возникающего при поступательном перемещении подвижного кольца в связи с наличием в подшипнике радиальных зазоров, разноразмерности тел качения, отклонений в форме деталей подшипника и т. п.

Активные моменты, в отличие от обычных моментов сил трения, не изменяют знака при реверсировании движения.

В общем виде активный момент можно выразить уравнением

$$M_a = \frac{d\varkappa}{d\psi} N,$$

где $\varkappa$ — поступательное перемещение подвижного кольца подшипника в направлении действия на него нагрузки N, вызванное наличием зазоров, разноразмерностью тел качения и т. п.;

ψ — угол поворота подвижного кольца относительно неподвижного.

Точный аналитический расчет активного момента сделать трудно, так как значение его зависит от ошибок, величина которых в пределах поля допуска является случайной, и от начального положения колец и шариков в подшипнике. Такая трактовка природы трения в подшипниках подтверждается экспериментально и хорошо объясняет отсутствие какой-либо повторяемости при нескольких записях величины момента сил трения в одном и том же подшипнике.

Влияние смазки на величину момента сил трения рассмотрено в работе П. Л. Капицы [48].

При качении шара по смазанному основанию между соприкасающимися телами образуется масляная прослойка, которая в значительной степени уменьшает износ и напряжение в месте контакта, так как благодаря смазке площадь соприкосновения увеличивается и давление распределяется более равномерно.

Воспользовавшись приведенной теорией, можно получить относительно простые рабочие формулы для расчета момента сил трения

* Приближенно может быть рассчитан по выражению

$$\lambda = \frac{2{,}2 \cdot 10^{-4}}{\sqrt[3]{d_ш}} \; см \; (d_ш \text{ — в } см).$$

1202—8

в мало нагруженных и быстро вращающихся опорах. Методика расчета радиально-упорных шарикоподшипников сводится к следующему.

1. Определяют скорость продольного передвижения точки касания при качении шарика по наружному и внутреннему кольцам:

при неподвижном наружном кольце

$$v = \frac{R_н r_ш}{R_н - r_ш \cos\beta}\,\omega = \frac{\pi}{60}\,\frac{R_н R_в}{(R_н - r_ш \cos\beta)\cos\beta}\,n_к;$$

при неподвижном внутреннем кольце

$$v = \frac{R_в r_ш}{R_в + r_ш \cos\beta}\,\omega = \frac{\pi}{60}\,\frac{R_в R_н}{(R_н + r_ш \cos\beta)\cos\beta}\,n_к,$$

где β — угол контакта;

$R_н$ и $R_в$ — соответственно радиусы внутренней поверхности наружного кольца и наружной поверхности внутреннего кольца;

$r_ш$ — радиус шарика;

ω — угловая скорость шарика;

$n_к$ — число оборотов вращающегося кольца.

2. Находят значения коэффициентов, характеризующих кривизну поверхностей соприкасающихся тел:

для внутреннего кольца

$$\eta_в = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_ш} - \frac{1}{r_{ж}}\right) \quad и \quad \xi_в = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_ш} + \frac{\cos\beta}{R_в}\right);$$

для наружного кольца

$$\eta_н = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_ш} - \frac{1}{r_{ж}}\right) \quad и \quad \xi_н = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{r_ш} - \frac{\cos\beta}{R_н}\right).$$

3. По формуле (II.7) находят нагрузку N_0 на наиболее нагруженный шарик.

4. Находят толщину масляной прослойки в точках контакта шарика с кольцами соответственно для внутреннего и наружного колец

$$h_{в(н)} = \frac{36\pi^2 v^2 \mu_в^2}{(2\eta_{в(н)} + 3\xi_{в(н)})^2 N_0^2 \eta_{в(н)}},$$

где $\mu_в$ — вязкость масла (если вязкость зависит от давления, то при расчетах принимают экспоненциальный закон $\mu_в = \mu_2^{\nu_1 p}$);

ν_1 — пьезокоэффициент вязкости ($\sim 2{,}5 \cdot 10^{-4}$ $см^2/н$)

μ_2 — вязкость при атмосферном давлении;

p — удельное давление в масляной прослойке;

Необходимо отметить, что вязкость смазки μ_2 в значительной степени зависит от температуры. При расчетах нужно учесть, что температура в точке контакта шарика с кольцами существенно отличается от температуры окружающей среды (примерно на 30—50°).

5. Определяют предельную толщину масляной прослойки в точках контакта шарика с кольцами, соответственно для внутреннего и наружного колец

$$h_{0\,в\,(н)} = \left(\frac{3{,}9\,\nu_1 \mu_в \sqrt{\xi_{в\,(н)}}}{2\eta_{в\,(н)} + 3\xi_{в\,(н)}}\right)^{2/3}.$$

Масляная прослойка между шариками и кольцами может быть при условии, если $h_в \geqslant h_{0\,в}$ и $h_в \geqslant h_{0.н}$.

Кроме того, для наличия масляной прослойки необходимо, чтобы $h_в$ и $h_н$ было больше суммарной высоты шероховатостей контактируемых деталей.

6. Находят величину максимальной подъемной силы масляной прослойки при минимальной ее толщине (при $\mu_в = \mathrm{const}$) для внутреннего и наружного колец

$$N_{\max\,в\,(н)} = \frac{6\pi v \mu_в}{(2\eta_{в\,(н)} + 3\xi_{в\,(н)})\sqrt{h_{0\,в\,(н)}\,\eta_{в\,(н)}}}.$$

7. Определяют максимальные затраты мощности, потребной для качения одного шарика, по формуле

$$W_м = \frac{12\pi v^2 \mu_в \sqrt{\xi}}{(2\eta + 3\xi)\sqrt{\eta}}\ \mathrm{arcsh}\left(c\sqrt{\frac{\eta}{h_0}}\right). \qquad (II.19)$$

Величина $2c\sqrt{\frac{\eta}{h_0}}$ является приведенной (безразмерной) шириной масляной прослойки, которая согласно графикам, приведенным в работе [48] примерно равна двум; тогда формулу (II.19) можно переписать в виде

$$W_{в\,(н)} = \frac{17{,}3\pi v^2 \mu_в \sqrt{\xi_{в\,(н)}}}{(2\eta_{в\,(н)} + 3\xi_{в\,(н)})\sqrt{\eta_{в\,(н)}}}.$$

8. Определяют суммарную мощность, потребную для вращения,

$$W_c = z\,(W_н + W_в).$$

9. Находят момент сил трения в подшипнике

$$M_T = \frac{W_c}{\omega_1}, \qquad (II.20)$$

где $\omega_1 = \frac{\pi}{30}\,n_к$ — угловая скорость вращения кольца.

Эта же методика может быть использована и для расчета момента сил трения в радиальных подшипниках, но при этом $\beta_0 = 0$; $A = 0$ и $q_1 = 5$.

9. Результаты некоторых исследований шарикоподшипников

В связи с тем, что расчеты момента сил трения в подшипниках дают только приближенные значения этих величин и не учитывают ряд факторов, влияющих на момент сил трения, на практике очень часто пользуются экспериментальными данными.

На рис. II.24 показана зависимость момента сил трения от скорости вращения радиально-упорного подшипника типа 6023, смазанного смазкой ОКБ-122-12. Штрих-пунктиром нанесена расчетная кривая. Расчет выполнен по формуле (II.20).

Как видно из приведенных экспериментальных и расчетных данных, при работе подшипников с большим числом оборотов и при наличии консистентной смазки в нем возникает жидкостное трение. Зависимость момента сопротивления вращению от изменения числа оборотов согласуется с расчетными зависимостями, выведенными на основе теории П. Л. Капицы.

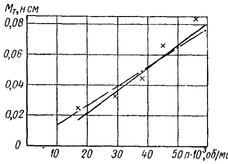


Рис. II.24. Зависимость момента сил трения от числа оборотов вращающегося кольца

Значительное влияние на момент сил трения оказывает также температура окружающей среды, при понижении которой увеличивается вязкость смазки и растет момент сил трения в подшипнике.

Как уже упоминалось, существенное влияние на работу подшипника оказывает радиальный зазор, который влияет на его долговечность, величину момента сил трения, а также на уровень шума, создаваемого подшипником при работе. На рис. II.25 приведены зависимости работоспособности подшипника, момента сил трения и уровня шума от изменения радиального зазора.

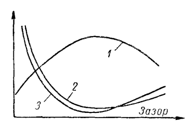


Рис. II.25. Зависимость работоспособности, момента сил трения и общего звукового давления от величины радиального зазора:

1 — работоспособность; *2* — момент сил трения; *3* — сила звука

Из рассмотрения экспериментальных данных следует, что при какой-то оптимальной величине зазора в подшипнике будет иметь место максимальная работоспособность и минимальные момент сил трения и шум, создаваемый подшипником.

Зазор в подшипнике оказывает существенное влияние на величину момента сил трения подшипника при наличии внешней вибрации.

Согласно исследованиям Ю. В. Скорынина [106], изменение момента сил трения в опорах зависит от соотношения между величиной подскока внутреннего кольца и радиальным зазором в подшипнике, причем от величины этого соотношения меняется и характер изменения момента сил трения.

Основной причиной шума, создаваемого подшипником, являются технологические дефекты изготовления, которые приводят к отклонению от правильной формы беговых дорожек колец и тел качения. К таким дефектам нужно отнести волнистость и овальность беговых дорожек, разноразмерность, огранность, волнистость и овальность тел качения и, наконец, шероховатость поверхностей. Наличие технологических дефектов при вращении одного из колец подшипника приводит к взаимному перемещению его элементов в радиальном направлении, возникновению ударов по наружному кольцу. При достаточно большой интенсивности удара наружное кольцо начинает вибрировать, и возникает шум. Исследованиями [62; 134; 150] установлено, что наибольшее влияние на шум, создаваемый подшипниками, оказывает волнистость дорожек качения (особенно на внутреннем кольце) и тел качения. При вращении внутреннего кольца, за счет его волнистости, тела́ качения получают ускорения в радиальном направлении, которые передаются наружному кольцу.

Радиальные ускорения центра тяжести тела качения [134]

$$W = 0{,}0077\, n_c^2\, (a\omega^2),$$

где a — амплитуда волнистости;

$\omega = \frac{2\pi}{e}$ — угловая частота или число волн на окружности дорожки качения;

e — угловой шаг волны;

$n_c = \frac{D_0 + d_ш}{2D_0} = \left[1 - \frac{1}{2\left(1 + \frac{r_ш}{R_в}\right)}\right]$ — число оборотов сепаратора.

По вибрационному ускорению можно вычислить соответствующий ему уровень вибрации в децибелах

$$J = 20 \lg \frac{W}{W_0},$$

где $W_0 = 3.10^{-2}$ *см/сек*^{2}.

На рис. II.26 приведена номограмма для **определения** уровня вибрации, вычисленная для $\frac{r_ш}{R_в} \approx 0{,}3$.

Чем выше радиальное ускорение, тем выше уровень вибрации, а значит, тем интенсивнее шум, создаваемый подшипником. Снизить шум в подшипнике можно за счет увеличения точности их изготовления. Шарики должны иметь сортировочный допуск. Овальность и огранность шариков не должны превышать допуска на их диаметр, а кривизна должна быть везде одинакова.

Разноразмерность тел качения в комплекте не должна превышать 0,25 *мкм*, а высота микронеровностей должна быть ничтожно мала. Разноразмерность и волнистость деталей подшипника влияет

не только на шум и вибрацию при его работе, но также и на момент сил трения в подшипнике [77].

Вышеперечисленные факторы вызывают неравномерность хода подшипника и резкие изменения момента сил трения, которые

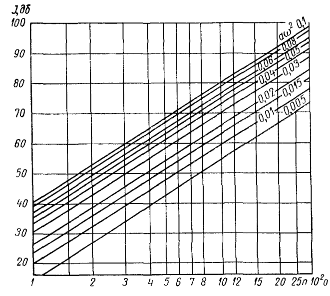


Рис. II.26. Номограмма для определения уровня вибрации

можно объяснить тем, что вследствие волнистости колец шарики при их качении то накатываются на подъем, то скатываются с него. Овальность желобов при ограниченном внутреннем зазоре вызывает неравномерность хода подшипника, т. е. зональные изменения трения по окружности дорожек качения.

10. Уменьшение трения в опорах

Для создания гироскопических приборов с высокой точностью показания необходимо по возможности либо до минимума снизить трение в опорах, либо создать опоры с постоянной величиной момента сил трения. В последнем случае имеется возможность ввести поправку в показания прибора, учитывающую трение в опорах. Снижение трения в опорах достигают следующими приемами:

1) применением специальных подшипников трения качения, или предварительной приработкой подшипников;

2) осуществлением принудительного движения подшипника по отношению к цапфе.

Применение специальных подшипников или предварительной приработки. Применение специальных подшипников дает возможность снизить трение в опорах примерно в 1,5—2 раза. Такое снижение момента сил трения достигается разными путями: применением подшипников с гладкими внутренними поверхностями наружных колец, увеличением радиуса желоба, уменьшением количества шариков, улучшением качества материала и чистоты и точности обработки рабочих поверхностей и т. п.

Точность и чистота обработки рабочих поверхностей влияет не только на величину момента сил трения, но и в значительной степени отражается на стабильности этой величины.

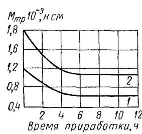


Рис. II.27. Изменение момента сил трения в зависимости от времени приработки для малогабаритных подшипников

(1 — момент сил трения движения; 2 — момент сил трения трогания)

Не всегда целесообразно с точки зрения экономики применять подшипники, изготовленные по очень высокому классу точности, так как стоимость таких подшипников велика; в этом случае бывает выгоднее осуществить предварительную приработку подшипников.

Исследованиями [5] опор трения качения установлено, что потери на трение в новых подшипниках больше, чем в подшипниках, уже проработавших некоторое время под нагрузкой. Кроме уменьшения потерь на трение при наличии предварительной приработки значительно сглаживаются отдельные пиковые величины момента сил трения.

На рис. II.27 приведена зависимость момента сил трения от времени приработки малогабаритного шарикоподшипника (при горизонтальном положении оси). Как видно из графиков, момент сил трения после приработки уменьшается в среднем на 35—45%. Необходимо также отметить, что даже у подшипника, прошедшего приработку, момент сил трения зависит от времени его работы. В начале работы подшипника сопротивление вращению может быть в 1,2—1,3 раза больше того постоянного значения, которое устанавливается через некоторое время работы. Приработку желательно проводить непосредственно в приборе, в который ставятся подшипники, при тех же нагрузках и скоростях вращения, что и при эксплуатации подшипников. В процессе приработки необходимо периодически менять масло и промывать подшипники. После приработки подшипник необходимо промыть и заново смазать.

Принудительное движение подшипников по отношению к цапфе. В зависимости от характера движения подшипника данный метод уменьшения трения может быть разбит на две подгруппы.

1. Движение подшипника в направлении оси вращения цапфы.

2. Вращение или колебание подшипника в направлении вращения цапфы.

Движение подшипников в направлении оси вращения цапфы обычно задается в виде колебаний, но может быть задано и как непрерывное движение. На рис. II.28 показана схема опоры с непрерывным движением подшипника. При вращении роликов *1* в направлении, показанном стрелкой, ось *2* опирается в точках *А* на поверхности, перемещающиеся с постоянной скоростью перпендикулярно движению цапфы. Такая конструктивная схема обладает рядом недостатков: при остановках оси возможна выработка материала оси в местах касания, что приводит к резким скачкам трения в опоре, сложности конструктивного оформления и т. п. Для уменьшения износа оси ролики покрывают тонким слоем (≈ 0,1 *мм*) капрона или нейлона.

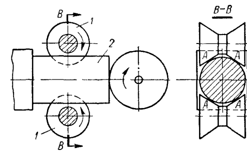


Рис. II.28. Схема опоры с непрерывным принудительным движением в направлении оси цапфы

Колебательное движение опорам можно задать как с помощью механических устройств, так и электромагнитами, причем обычно колебание подшипников сдвигают по фазе на 180°, для того чтобы компенсировать осевые силы трения, действующие на ось. На

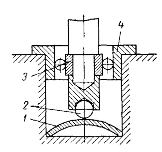


Рис. II.29. Схема опоры с принудительным движением в направлении оси цапфы

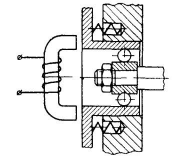


Рис. II.30. Схема опоры с принудительным движением от электромагнита

рис. II.29 приведена конструктивная схема опоры, которая дает возможность при работе прибора в условиях непрерывной вибрации осуществить колебательное движение подшипника по отношению к цапфе. При наличии вибрации за счет сил инерции подвижной системы пружина *1*, на которую опираются шарик *2* и ось прибора,

деформируется и внутреннее кольцо подшипника *4* перемещается по отношению к наружному кольцу *3*. На рис. II.30 изображена конструктивная схема опоры, в которой колебательное движение подшипника осуществляется с помощью электромагнита.

Степень уменьшения момента сил трения в опорах трения скольжения прежде всего зависит от соотношения линейной скорости движения подшипника v_n и окружной скорости движения цапфы v_o.

Как известно [104],

$$M_\partial = M_c \frac{v_o}{\sqrt{v_o^2 + v_n^2}},$$

где M_∂ — момент сил трения в опоре при наличии движения подшипника;

M_c — момент сил трения в опоре при отсутствии движения в подшипнике.

Если подшипник совершает колебательное движение с линейной амплитудой a_0 и частотой возвратно-поступательного движения q, то мгновенная скорость осевого перемещения подшипника

$$v_n' = a_0 q \sin qt.$$

Среднее значение v_n' по времени $v_{n.cp.}' \approx 0{,}639 a_0 q$; тогда при колебательном движении подшипника

$$M_\partial \approx M_c \frac{v_o}{\sqrt{v_o^2 + 0{,}4 a_0^2 q^2}}. \quad (II.21)$$

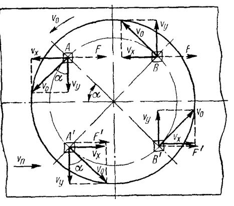


Рис. II.31. Схема к расчету величины $\frac{M_\partial}{M_c}$ в подшипнике

При вертикальном расположении оси прибора большее трение возникает в подпятнике, где также можно уменьшить трение, если поверхность, на которую опирается пята, перемещать в ту или иную сторону. На рис. II.28 показана схема опоры с непрерывным движением подпятника.

Если рассмотреть скорости на опорной поверхности пяты, то видно (рис. II.31), что в точках A и A' окружную скорость пяты v_o можно разложить на две составляющие v_x и v_y. Если составляющая v_x точек, наиболее удаленных от центра, меньше скорости движения пластины v_n * и если принять, что удельные давления на поверхности

* При $v_x > v_n$ происходит только очень незначительное снижение трения за счет составляющей v_y.

пяты распределяются равномерно, то силы трения в точках A и A' будут направлены в одну сторону и равны по величине, т. е. силы трения в направлении оси X взаимно уравновешены.

В направлении оси Y составляющая $v_y = v_o \cos\alpha$ направлена перпендикулярно скорости пластины v_n.

Согласно уравнению (II.21) можно записать

$$M_\partial \approx M_c \frac{v_o \cos\alpha}{\sqrt{v_o^2 \cos^2\alpha + v_n^2}}.$$

Так как на оси Y составляющая $v_x = v_o$, то для ощутимого уменьшения момента сил трения необходимо, чтобы $v_n > v_o$, в этом случае момент сил трения будет зависеть от соотношения скоростей v_o и v_n и угла поворота пяты α.

В пределах $^1/_4$ окружности угол α меняется от 0 до $\pi/2$, при этом средняя величина отношения M_∂/M_c.

$$\frac{M_\partial}{M_c} \approx \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} \frac{v_o \cos\alpha}{\sqrt{v_o^2\cos^2\alpha + v_n^2}} = \frac{1}{\pi} \arcsin\frac{v_o^2 - v_n^2}{v_o^2 + v_n^2} + \frac{1}{2}. \quad \text{(II.22)}$$

Обычно движение опорной пластины осуществляется как колебательное, тогда среднее значение v_n по времени составит

$$v_{n.\,cp} \approx 0{,}639 a_0 q.$$

Необходимо отметить, что при $v_n > v_o$ полной компенсации сил трения по оси X не будет, так как скорости скольжения в точках A и A' (рис. II.31) разные (в точке A относительная скорость скольжения $v_n + v_o \sin\alpha$, в точке A' — $v_n - v_o \sin\alpha$), а значит, коэффициенты трения в этих точках различны. Кроме того, за счет неравномерного распределения удельных давлений на поверхности пяты наблюдается неравенство сил трений по оси X. В связи с вышесказанным отношение $M_\partial/M_{cт}$ практически несколько выше величины, рассчитанной по уравнению (II.22).

В некоторых гироскопических приборах ось предохраняется от осевого смещения за счет шарика, завальцованного в нее и опирающегося на пластину (рис. II.34, *а*). Так как площадкой контакта при этом является окружность малого радиуса, то высказанные выше соображения справедливы и для этого случая.

Экспериментальные исследования, проведенные с опорами трения скольжения, колеблющимися в направлении оси вращения цапфы, показали, что величина отношения M_∂/M_c зависит только от соотношения средней скорости движения подшипника и скорости вращения цапфы, и на нее не влияет ни изменение нагрузки на опору, ни наличие или отсутствие в опоре смазки, ни материал подшипника. Экспериментальные данные хорошо согласуются с теоретическими. В таких опорах величина момента сил трения (трогания) может быть значительно снижена (максимум в 200 раз). Для

уменьшения момента сил трения движения примерно в 30 раз необходимо, чтобы скорость подшипников была выше средней окружной скорости цапфы примерно в 20—25 раз.

При вертикальном расположении оси зависимость величины M_∂/M_c от средней скорости движения пластины v_n несколько выше, чем полученная теоретически. На рис. II.32 приведена экспериментальная кривая (штриховая линия) и теоретическая кривая (сплошная линия) изменения отношения M_∂/M_c от средней скорости дви-

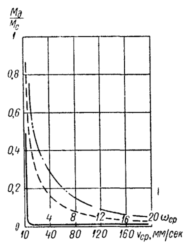


Рис. II.32. Зависимость величины $\frac{M_\partial}{M_c}$ от скорости движения опорной поверхности пяты

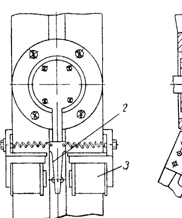


Рис. II.33. Схема привода к подшипнику, кольца которого колеблются на небольшой угол

жения пластины при контакте шарика с пластиной, совершающей возвратно-поступательное движение.

Для опор трения качения метод принудительного движения вдоль оси вращения цапфы может быть использован только в специальных подшипниках с гладкой втулкой.

Экспериментальными исследованиями установлено, что в опорах трения качения величина M_∂/M_c снижается значительно меньше, чем в опорах трения скольжения. Момент сил трения трогания в опорах трения качения снижается при наличии движения наружного кольца максимум в 2,5 раза, а момент сил трения движения — в 1,5—2 раза.

Рассмотрим *вращение или колебание подшипника в направлении вращения цапфы.* Движение наружного кольца подшипников может быть разным: непрерывное вращение в разные стороны, колебательное движение в разные стороны с углом $\alpha < 360°$ или $\alpha > 360°$, колебательное движение обоих подшипников в одном направлении с углом $\alpha < 360°$.

уменьшения момента сил трения движения примерно в 30 раз необходимо, чтобы скорость подшипников была выше средней окружной скорости цапфы примерно в 20—25 раз.

При вертикальном расположении оси зависимость величины M_∂/M_c от средней скорости движения пластины v_n несколько выше, чем полученная теоретически. На рис. II.32 приведена экспериментальная кривая (штриховая линия) и теоретическая кривая (сплошная линия) изменения отношения M_∂/M_c от средней скорости дви-

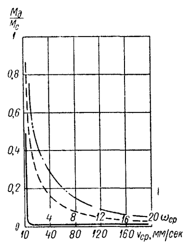


Рис. II.32. Зависимость величины $\frac{M_\partial}{M_c}$ от скорости движения опорной поверхности пяты

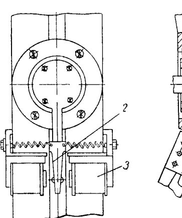


Рис. II.33. Схема привода к подшипнику, кольца которого колеблются на небольшой угол

жения пластины при контакте шарика с пластиной, совершающей возвратно-поступательное движение.

Для опор трения качения метод принудительного движения вдоль оси вращения цапфы может быть использован только в специальных подшипниках с гладкой втулкой.

Экспериментальными исследованиями установлено, что в опорах трения качения величина M_∂/M_c снижается значительно меньше, чем в опорах трения скольжения. Момент сил трения трогания в опорах трения качения снижается при наличии движения наружного кольца максимум в 2,5 раза, а момент сил трения движения — в 1,5—2 раза.

Рассмотрим *вращение или колебание подшипника в направлении вращения цапфы*. Движение наружного кольца подшипников может быть разным: непрерывное вращение в разные стороны, колебательное движение в разные стороны с углом $\alpha < 360°$ или $\alpha > 360°$, колебательное движение обоих подшипников в одном направлении с углом $\alpha < 360°$.

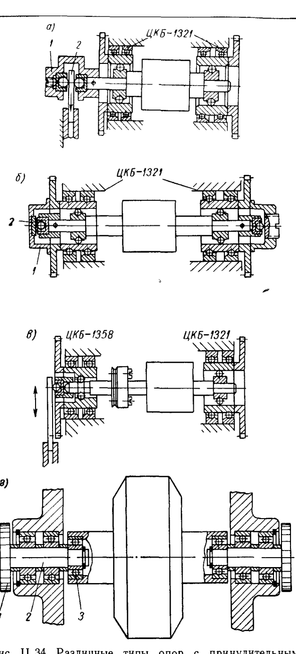


Рис II 34 Различные типы опор с принудительным движением средних колец в направлении вращения оси

стабильности этих моментов можно получить бо́льший эффект от применения такой схемы по сравнению со схемой с двумя вращающимися в разные стороны подшипниками. В данном случае в каждой опоре результирующий момент сил трения равен разности моментов сил трения в подшипниках, но результирующий момент, действующий на ось, зависит от направления результирующих мо-

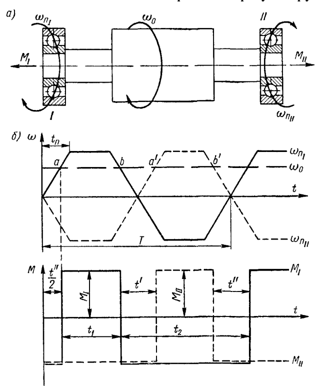


Рис. II 35. Схема разновращающихся опор и график изменения угловых скоростей ω_{nI}, ω_{nII}; ω_0 и моментов сил трения M_I и M_{II}

ментов в каждой опоре и может быть равен либо разности разностей моментов сил трения, либо сумме разностей. Таким образом, момент сил трения на оси может быть примерно в два раза больше, чем при одинарных подшипниках в опорах *I* и *II*.

Применение подшипников, наружные кольца которых вращаются в разные стороны, даже при наличии значительного уменьшения момента сил трения в опорах, не всегда целесообразно, так как при этом на ось всегда действует постоянный по направлению момент сил трения Для того, чтобы исключить этот недостаток, наружным кольцам обоих подшипников задают не постоянное

вращение, а колебательное движение на угол $\alpha > 360°$ или $\alpha < 360°$ либо в разные стороны, либо в одном направлении. Характер изменения угловой скорости подшипников ω_n представлен на рис. II.35, *б*.

При колебании наружных колец подшипников в разные стороны угловые скорости вращения, будучи симметричны относительно нулевой линии и находясь в противофазе, несимметричны относительно линии, отражающей угловую скорость оси ω_o, а потому продолжительность действия моментов разного знака для каждого из подшипников не одинакова ($t_1 \neq t_0$). Кроме того, как это видно на рис. II.35, *б*, изменения знака моментов сил трения у первого и второго подшипников не совпадают по времени (точки a, b и a', b'). В связи с этим, кроме разности моментов $M_I - M_{II}$, действующей на ось каждую половину периода то в одном, то в другом направлении, в промежутках времени t' и t'' на ось действует суммарный момент сил трения, по абсолютной величине равный $M = M_I + M_{II}$. Этот суммарный момент остается постоянным по направлению независимо от направления вращения наружных колец подшипников.

Величина времени t' и t'' прежде всего зависит от времени t_n, идущего на переключение механизмов, приводящих в движение подшипники, а также от соотношения угловых скоростей оси ω_o и наружных колец подшипников ω_n. Чем меньше угловая скорость оси по отношению к угловой скорости наружных колец подшипников, тем меньше промежутки времени t' и t''.

Приняв $t' = t''$, можно записать

$$t' = t'' = 2\frac{\omega_0}{\omega_n}t_n.$$

Необходимо также отметить, что торможение от сил трения при вращении оси будет тем больше, чем больше промежутки времени t' и t'' по сравнению со временем T, равным полному периоду изменения направления угловых скоростей наружных колец подшипников.

При колебании наружных колец обоих подшипников в одном и том же направлении (при $\omega_0 < \omega_n$) на ось действует момент сил трения, изменяющийся по закону, показанному на рис. II.35, *б* сплошной линией. Как и в случае колебаний в разные стороны, за счет времени t_n, затрачиваемого на изменение движения наружных колец, промежутки времени t_1 и t_2 действия момента сил трения в ту или иную сторону не одинаковы, а поэтому полностью исключить момент сил трения в опорах при колебательном движении практически также нельзя. Уменьшение момента сил трения тем больше, чем меньше ω_0 по сравнению с ω_n и чем меньше время t_n, затрачиваемое на изменение направления движения наружных колец.

С целью уменьшения активных моментов сопротивления в шарикоподшипниках угол поворота наружного кольца в одном направлении (при вращении или колебании наружных колец подшипни-

ков в разные стороны) желательно задавать угол поворота не меньше 360°. С другой стороны, принудительные колебания подшипников вызывают износ в опорах. Если этот износ будет местным, то в опорах может значительно увеличиться трение за счет увеличения активных моментов; в связи с этим рекомендуется, чтобы в опорах трения скольжения подшипник имел не меньше одного полного оборота, а в опорах трения качения число оборотов наружного кольца подшипника должно быть таким, чтобы сепаратор вместе с шариками сделал число оборотов не менее единицы

$$n_c = \frac{D_0 + d_ш}{2D_0} n_{ср.\,к} \geqslant 1,$$

где $n_{ср.к}$ — число оборотов среднего кольца.

Большое число оборотов в одном направлении задавать наружному кольцу не целесообразно, так как время действия момента на ось в одном направлении также будет значительным.

При колебании наружных колец обоих подшипников в одном направлении угол колебания их желательно выбирать по возможности меньше ($\alpha < 50°$), так как чем меньше угол колебания наружных колец, тем меньше трение в опорах.

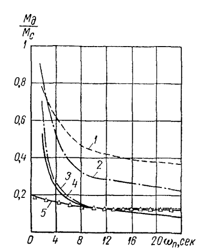


Рис. II.36. Зависимость отношения $\frac{M_д}{M_c}$ от изменения средней угловой скорости ω_n для подшипников трения качения при колебании наружных колец в разные стороны с углом $\alpha > 360°$. Ось колеблется со средней угловой скоростью:
1—$\omega_{о.\,ср} = 1{,}5$ *сек*$^{-1}$; *2*—$\omega_{о.\,ср} = 5$ *сек*$^{-1}$; *3*—$\omega_{о.\,ср} = 3_1$ *сек*$^{-1}$; *4*—$\omega_{о.\,ср} = 1{,}5$*сек*$^{-1}$; *5* — начало движения оси

Результаты экспериментальных исследований таких опор согласуются с теоретическими предпосылками. На рис. II.36 приведена зависимость отношения $M_д/M_c$ от угловой скорости ω_n наружных колец подшипников при колебательном движении их в разные стороны с углом $\alpha > 360°$. Аналогичные зависимости получены и для случая колебательного движения наружных колец подшипников в разные стороны с углом $\alpha < 360°$ и для случая вращения наружных колец в разные стороны.

Зависимость $M_д/M_c$ от изменения угловой скорости ω_n при разновращении внутренних колец подшипников типа 6005 на три оборота в одну сторону приведена на рис. II.37. На рис. II.38 дана зависимость $M_д/M_c$ от изменения частоты колебаний наружных колец подшипников с трехточечным контактом типа CA1116095 (рис. II.4, *б*) в паре с подшипником A640096. Колебание наружных

колец у обоих подшипников осуществлялось в одном и том же направлении с амплитудой $\pm 1°$.

Наличие внешней вибрации, при которой работает опора, оказывает существенное влияние на величину отношения M_∂/M_c. На рис. II.39 приведена зависимость изменения отношения M_∂/M_c от изменения ускорения вибрации $G = ng$ и угловой скорости колебания наружных колец у обоих подшипников в одном направлении.

На основании результатов эксперимента можно сделать следующие выводы.

При вращении или колебании наружных или внутренних колец шарикоподшипников в разные стороны (если $\frac{\omega_0}{\omega_n} \approx 0,2 — 0,3$) трение

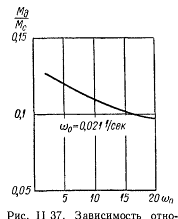


Рис. II 37. Зависимость отношения $\frac{M_\partial}{M_c}$ от изменения угловой скорости внутренних колец подшипника 6605

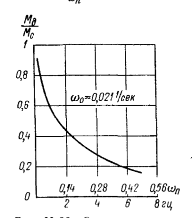


Рис. II.38. Зависимость отношения $\frac{M_\partial}{M_c}$ от изменения частоты колебания наружных колец подшипников типа CA116095 в паре с подшипником A640096

в опорах снижается в 8—9 раз (для опор трения скольжения в 10—14 раз).

При колебании внутренних или наружных колец у обоих подшипников в одном направлении трение в опорах снижается в 5—6 раз.

Момент сил трения трогания в опорах трения скольжения можно снизить примерно в 20 раз, а в опорах трения качения — в 10 раз.

Величина отношения M_∂/M_c прежде всего зависит от соотношения между угловой скоростью подшипников ω_n и угловой скоростью вращения оси ω_o. Чем меньше угловая скорость вращения оси ω_0 по отношению к угловой скорости подшипников ω_n, тем в большей степени происходит снижение величины M_∂/M_c. При $\omega_n < \omega_0$ наблюдается очень незначительное уменьшение момента сил трения.

Большее уменьшение моментов сил трения происходит при колебательном движении колец подшипников как на угол $\alpha < 360°$, так и на угол $\alpha > 360°$, причем несколько лучшие результаты для опор трения качения наблюдаются при $\alpha < 360°$.

Применение для предохранения оси от осевого смещения стаканов, связанных со средними кольцами подшипников (рис. II.34, *б*), в значительной степени снижает трение при вертикальном расположении оси системы. На рис. II.32 нанесена кривая (штрих-пунктирная) изменения величины отношения M_∂/M_c от средней угловой скорости колебания опорных пластин для случая опоры шарика на колеблющуюся пластину.

Рис. II.39. Зависимость отношения $\frac{M_\partial}{M_c}$ от изменения ускорения вибрации $G = ng$:

1 — $\omega_n = 0$ наружные кольца неподвижны; *2* — $\omega_n = 0{,}07$ частота колебаний наружных колец 1 *гц*; *3* — $\omega_n = 0{,}13$ частота колебаний наружных колец 2 *гц*; *4* — $\omega_n = 0{,}2$ частота колебаний наружных колец 3 *гц*; *5* — $\omega_n = 0{,}46$ частота колебаний наружных колец 7 *гц*

Наличие дополнительной внешней вибрации с ускорением выше $1\,g$ дополнительно снижает трение в опорах в среднем в 2—2,5 раза.

В табл. II.18 приведены экспериментальные величины относительных моментов сил трения в различных типах опор (за единицу взят момент сил трения в двух подшипниках ЦКБ-1321 при горизонтальном расположении оси подвижной системы), наименьшие значения отношения M_∂/M_c и относительные величины моментов сил трения с учетом возможного их уменьшения.

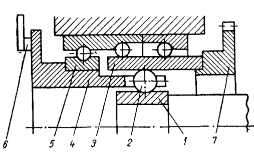


Рис. II.40. Трехколечная опора с подтормаживанием сепаратора

Как видно из данных таблицы II.18, при вертикальном расположении оси и при опоре шарика на неподвижную пластину момент сил трения в опоре примерно в четыре раза больше, чем при горизонтальном расположении оси. Если опорной пластине придать возвратно-поступательное движение, то момент сил трения можно снизить примерно в 15—20 раз.

Как разновидность шарикоподшипников с тремя кольцами в Советском Союзе запатентован подшипник, в котором предусмотрено механическое (тормоз *6*) или магнитное подтормаживание сепаратора

4, разделяющего шарики, находящиеся между внутренним и промежуточным кольцами (рис. II.40).

Сепаратор крепится во вспомогательном внутреннем кольце 5. Во время работы подшипника промежуточному кольцу 3 через шестерню 7 задается вращение. Затормаживая сепаратор, можно получить положение, при котором силы трения, возникающие между телами качения и дорожкой внутреннего кольца, будут уравновешиваться силами трения между сепаратором 4 и шариками 2 и на внутреннем кольце 1 будет отсутствовать момент сил трения.

ТАБЛИЦА II.18

Сравнительные данные различных типов опор с принудительным движением

Положение оси	Тип опоры	Относительная величина момента сил трения	Наименьшее значение $\frac{M_{\partial}}{M_c}$	Относительная величина M_T с учетом возможного уменьшения
Горизонтальное	Подшипники ЦКБ-1321 — ЦКБ-1321	1	0,07	0,07
	Подшипники ЦКБ-1321 — ЦКБ-2332	6	0,14	0,84
	Подшипники ЦКБ-1321 — ЦКБ-1358	1,2	0,10	0,12
	Подшипники СА1116095 — А640096	1,2	0,12	0,14
	Подшипники 6005—6005	1,2	0,11	0,13
	Опоры трения скольжения	40	0,005 *	0,20
Вертикальное	Подшипники ЦКБ-1321 — ЦКБ-1321; замок — шарик, опирающийся на подвижную пластину			
	а) пластина совершает возвратно-поступательное движение	4	0,04	0,16
	б) пластина совершает возвратно-вращательное движение	4	0,05	0,24
	Подшипники ЦКБ-1321 — ЦКБ-2332	5	0,11	0,55
	Подшипники ЦКБ-1321 — ЦКБ-1358	1,8	0,10	0,18
	Подшипники СА1116095 — А640096	1,7	0,16	0,27

* При движении подшипников в направлении оси вращения цапфы.

308—Б

ГЛАВА III

ОПОРЫ С ТРЕНИЕМ УПРУГОСТИ, ЖИДКОСТНЫЕ И ГАЗОВЫЕ ОПОРЫ

1. Конструкция торсионных и упругих подвесов

Опоры с трением упругости в основном применяются в системах, имеющих ограниченные углы поворота. Практически такие опоры не создают момента сил трения (так как величина трения упругости очень мала), имеют невысокую точность фиксации направления оси и удовлетворительно работают в условиях вибрации. В зависимости от вида деформации упругого элемента различают опоры, работающие на изгиб (рис. III.1—III.4) и опоры, работающие на кручение — торсионы (рис. III.6).

Простой ленточный шарнир (рис. III.1) представляет собой пластину *2*, связывающую неподвижное звено *3* с перемещающимся звеном *1*. Такой шарнир допускает перемещение детали *1* вокруг оси *xx*; применяется для подвеса маятника.

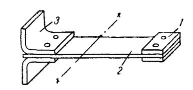


Рис. III.1. Упругий ленточный шарнир

Упругий шарнир (рис. III.2) состоит из рычага *1*, двух упругих пластин *2* и неподвижного основания *3*. Такой шарнир применяется при небольших углах поворота подвижной системы (1—2°). За центр вращения принимается след *оо*, образованный пересечением продолжений средних плоскостей упругих пластин *2*. На рис. III.3 показан перекрестный шарнир для подвеса двухстепенного гироскопа *3*, который крепится на плате *1*. Плата *1* закреплена на основании *4* с помощью опоры, состоящей из четырех упругих пластин *2*, пересекающихся под углом $\beta = 60 \div 90^\circ$ и прикрепленных своими концами к основанию *4* и плате *1*. Угол поворота таких шарниров может доходить до 30°.

Опора, в которой при малых углах поворота (порядка 1—2°) кольца *1* полностью отсутствует трение и практически в некоторых конструкциях может отсутствовать восстанавливающий момент, приведена на рис. III.4 и III.5. В кольце *1* закрепляется ось подвеса гироскопа и крепятся три плоских металлических пластины, другие концы которых закреплены в кольце *2*, являющемся неподвижной частью подшипника.

При повороте колец друг относительно друга пластины несколько изгибаются. При растяжении или сжатии одной из пластин с помощью пружины *3* все пластины будут находиться под действием одинакового растягивающего или сжимающего усилия P_x. Соответствующим подбором величины этого усилия можно

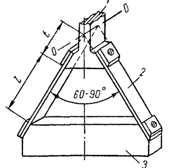


Рис III.2. Упругий шарнир

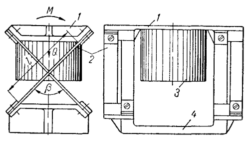


Рис. III 3. Упругий перекрестный шарнир

регулировать восстанавливающий момент такого подшипника и привести его к нулю.

Принципиальная схема торсионного подвеса гирокомпаса показана на рис. III.6, *а*. Гирокамера *5* подвешена в наружном кольце *4* на стальной ленте *2*, воспринимающей осевую нагрузку Q по вертикальной оси. Радиальные нагрузки воспринимаются преци-

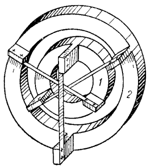


Рис. III 4 Упругая опора на трех пластинах

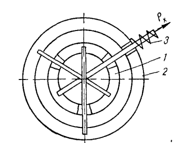


Рис. III.5. Схема опоры **на** трех пластинах

зионными радиальными подшипниками *6*, которые полностью разгружены от осевых нагрузок, что в значительной степени уменьшает момент сил трения в них. Стальная лента одним концом крепится на специальном кронштейне *1*, а вторым концом на фигурной раме *3*, связанной с корпусом гироскопа. В некоторых случаях (рис. III.6, *б*) гироскоп закрепляется на двух растянутых стальных

лентах (растяжках). Момент противодействия в такой опоре создается за счет напряжений, возникающих в растяжках при повороте гирокамеры.

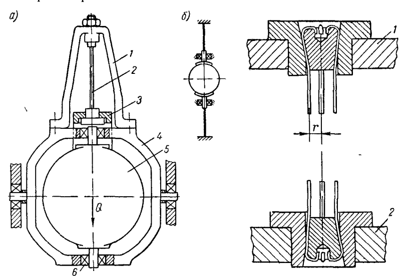


Рис. III 6. Схема гироскопа с торсионным подвесом

Рис. III.7. Торсион, состоящий из нескольких проволок

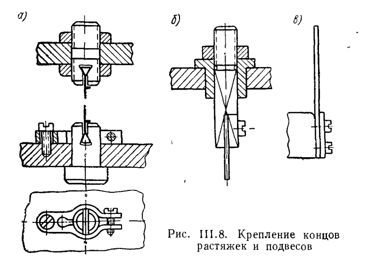


Рис. III.8. Крепление концов растяжек и подвесов

На рис. III.7 показан торсион, состоящий из нескольких тонких проволок, которые расположены по окружности радиуса r и закреплены в наружном кольце *1* и гирокамере *2*.

Некоторые конструкции крепления подвесов и растяжек к неподвижному основанию приведены на рис. III.8. Такие крепления желательно делать так, чтобы можно было регулировать натяжение ленты (рис. III.8, *а*, *б*). Крепление упругой пластины показано на рис. III.8, *в*. При креплении растяжки или подвеса нужно избегать перекашивания ленты, так как вследствие натяжения и наличия остаточной деформации в местах с большими напряжениями со временем наблюдается невозвращение прибора к нулю.

Материалом для подвесов, растяжек и упругих пластин служат различные стали марок 60С2А; сталь 65; О. В. С. (рояльная проволока), платино-серебряный сплав ПлСР-20; фосфористая, медно-хромистая Бр.Х015, медно-кадмиевая Бр. К 2, бериллиевая Бр. Б2, оловянисто-цинковая Бр. ОЦ 4-3 бронзы и кобальт-никелевый сплав К40НХМВ.

2. Расчет опор с трением упругости

Р а с ч е т у п р у г и х ш а р н и р о в простейшего типа (рис. III.1) при малых перемещениях можно провести по приближенным формулам.

Момент противодействия упругого шарнира, изображенного на рис. III.2, может быть рассчитан по формуле [39]

$$M_n = \frac{2bh^3E\psi}{l}\left[\left(\frac{t}{l}\right)^2 + \left(\frac{t}{l}\right) + \frac{1}{3}\right],$$

где b — ширина пластины;
h — толщина пластины;
l — длина пластины;
ψ — угол поворота.

Эта формула справедлива при небольших углах поворота ψ и незначительных продольных силах, действующих на пластины.

Напряжения изгиба в сечении пластины определяются по формуле

$$\sigma_u = \frac{hE\psi}{l}\left(\frac{3t}{l} + 2\right) \leq [\sigma]_u.$$

При малых углах поворота платы *1** упругую опору, изображенную на рис. III.3, рассматривают как статически неопределимую симметричную раму, нагруженную весом Q и приложенным моментом M; при этом каждая из пластин будет нагружена моментом $M_1 = \frac{M}{2}$ и сжимающей силой $P_A = \frac{Q}{2\cos\frac{\beta}{2}}$ **.

* При больших углах поворота расчет такой опоры см. в [40; 41].

** Данные соотношения справедливы при условии, что точка перекрещивания пластин находится на расстоянии $l/2$ от заделок.

Момент противодействия, создаваемый одной пластиной, запишется в виде

$$M_n = \frac{P_x \lambda}{\operatorname{tg}\frac{l}{\lambda}} \operatorname{tg}\psi, \qquad (III.1)$$

где $\lambda = \sqrt{\frac{EJ}{P_x}}$; $J = \frac{bh^3}{12}$ — момент инерции поперечного сечения пластины относительно нейтральной оси;
P_x — сила, сжимающая пластину.

Обычно при расчетах опоры задают угловую жесткость опоры

$$c_\psi = \frac{M_1}{\psi}.$$

При малых углах поворота, на которые рассчитана данная опора, $\operatorname{tg}\psi \approx \psi$. Тогда

$$c_\psi = \frac{P_x \lambda}{\operatorname{tg}\frac{l}{\lambda}}. \qquad (III.2)$$

Зная вес Q, приходящийся на опору, и задаваясь из габаритных соображений величиной l и углом β, под которым расположены пластины, из уравнения (III.2)

$$\frac{l}{\lambda} \operatorname{tg}\frac{l}{\lambda} = \frac{P_x l}{c_\psi}$$

находят значение l/λ.

Для обеспечения продольной устойчивости пластины необходимо, чтобы $\frac{P_x}{P_{кр}} < 0{,}7$ или, что то же, $\frac{l}{\lambda} < 1{,}3$.

Зная величину l/λ и задаваясь отношением ширины пластины b к ее толщине h (обычно b/h колеблется в пределах 10—30), по формуле (III.1)

$$\lambda = \sqrt{\frac{Ebh^3}{12P_x}}$$

находят величину h.

Максимальные напряжения в опасном сечении

$$\sigma_{\max} = \frac{6(M + P_x f)}{bh^2} + \frac{P_x}{bh} \leqslant [\sigma]_u,$$

где $f = \frac{M}{P_x} \cdot \frac{1 - \cos l/\lambda}{\cos l/\lambda}$ — прогиб конца пластины.

Необходимо отметить, что очень незначительное изменение толщины пластины значительно влияет на угловую жесткость такой опоры. В связи с этим в такой опоре должна быть предусмотрена возможность регулировки жесткости подвеса.

Работа опоры, изображенной на рис. III.4, основана на законах изгиба длинной пластины под действием осевой нагрузки [149]. Если осевая нагрузка превышает какой-то предел, то пластина

Некоторые конструкции крепления подвесов и растяжек к неподвижному основанию приведены на рис. III.8. Такие крепления желательно делать так, чтобы можно было регулировать натяжение ленты (рис. III.8, *а*, *б*). Крепление упругой пластины показано на рис. III.8, *в*. При креплении растяжки или подвеса нужно избегать перекашивания ленты, так как вследствие натяжения и наличия остаточной деформации в местах с большими напряжениями со временем наблюдается невозвращение прибора к нулю.

Материалом для подвесов, растяжек и упругих пластин служат различные стали марок 60С2А; сталь 65; О. В. С. (рояльная проволока), платино-серебряный сплав ПлСР-20; фосфористая, меднохромистая Бр.Х015, медно-кадмиевая Бр. К 2, бериллиевая Бр. Б2, оловянисто-цинковая Бр. ОЦ 4-3 бронзы и кобальт-никелевый сплав К40НХМВ.

2. Расчет опор с трением упругости

Расчет упругих шарниров простейшего типа (рис. III.1) при малых перемещениях можно провести по приближенным формулам.

Момент противодействия упругого шарнира, изображенного на рис. III.2, может быть рассчитан по формуле [39]

$$M_n = \frac{2bh^3E\psi}{l}\left[\left(\frac{t}{l}\right)^2 + \left(\frac{t}{l}\right) + \frac{1}{3}\right],$$

где b — ширина пластины;
h — толщина пластины;
l — длина пластины;
ψ — угол поворота.

Эта формула справедлива при небольших углах поворота ψ и незначительных продольных силах, действующих на пластины.

Напряжения изгиба в сечении пластины определяются по формуле

$$\sigma_и = \frac{hE\psi}{l}\left(\frac{3t}{l} + 2\right) \leq [\sigma]_и.$$

При малых углах поворота платы l* упругую опору, изображенную на рис. III.3, рассматривают как статически неопределимую симметричную раму, нагруженную весом Q и приложенным моментом M; при этом каждая из пластин будет нагружена моментом $M_1 = \frac{M}{2}$ и сжимающей силой $P_л = \frac{Q}{2\cos\frac{\beta}{2}}$**.

---

* При больших углах поворота расчет такой опоры см. в [40; 41].

** Данные соотношения справедливы при условии, что точка перекрещивания пластин находится на расстоянии $l/2$ от заделок.

Восстанавливающий момент на кольце *1* равен $M_n = M - P_y r_1$. Определив M из уравнения (III.3) и выразив P_y через угол поворота $\psi = \dot{y}$, можно получить выражение для восстанавливающего момента одной пластины при повороте опоры относительно точки O:

$$M_n = \frac{\operatorname{ch}\alpha\,(r_1 + \lambda\,\operatorname{th}\alpha)}{\operatorname{ch}\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \operatorname{ch}\alpha} P_x \psi. \tag{III.4}$$

Момент противодействия будет равен нулю при условии

$$\operatorname{th}\alpha = -\frac{r_1}{\lambda}. \tag{III.5}$$

Подставив соотношение (III.5) в уравнение (III.3), получим

$$\operatorname{th}\frac{l}{\lambda} = \frac{\frac{l}{\lambda}}{\frac{r_1 r_2}{l^2}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^2 + 1}.$$

При $\frac{l}{r_1} \geqslant 3$ $\operatorname{th} l/\lambda$ близок к единице и

$$\lambda = r_1 = \sqrt{\frac{EJ}{P_x}}. \tag{III.6}$$

При небольших углах поворота ψ сила P_x равна силе натяга пластины. Если обозначить $\frac{P_x}{bh} = \sigma$, то уравнение (III.6) запишется в виде

$$r_1 = \sqrt{\frac{Eh^2}{12\sigma}}. \tag{III.7}$$

По уравнению (III.7) рассчитывают размеры пластин. Величина σ берется как допускаемое напряжение для материала пластин.

Если силу P_x приложить так, что она будет сжимать пластины, то дифференциальное уравнение изогнутой оси пластины запишется в виде

$$\ddot{y} + \frac{P_x}{EJ} y = -\frac{P_y}{EJ} x + \frac{M}{EJ}.$$

Делая те же преобразования, что и в первом случае, получим выражение для y

$$y = \frac{P_y}{P_x}\left[\frac{\lambda}{\cos\alpha}\sin\left(\frac{x}{\lambda} + \alpha\right) - x - \lambda\,\operatorname{tg}\alpha\right],$$

где

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\frac{r_1}{\lambda} + \sin\frac{l}{\lambda} + \frac{r^2}{\lambda}\cos\frac{l}{\lambda}}{1 - \cos\frac{l}{\lambda} + \frac{r^2}{\lambda}\sin\frac{l}{\lambda}}. \tag{III.8}$$

Восстанавливающий момент одной пластины будет равен

$$M_n = \frac{\cos\alpha\,(r_1 - \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha} P_x \psi. \qquad (III.9)$$

При $r_1 = \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha$ и $\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha \neq 0$ восстанавливающий момент равен нулю.

Учитывая уравнение (III.8), можно записать условие нулевого противодействующего момента

$$\mathrm{tg}\,\frac{l}{\lambda} = \frac{\frac{l}{\lambda}}{\frac{r_1 r_2}{l^2}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^2 - 1}. \qquad (III.10)$$

Так как $\mathrm{tg}\,l/\lambda$ является периодической функцией, то уравнение (III.10) имеет бесконечное число решений для l/λ.

Если при графическом решении уравнения (III.10) принять самое меньшее значение для l/λ, соответствующее $M_n = 0$, и задаться величиной отношения радиусов r_1 и r_2 (для данного частного решения $r_1 = r_2$), то $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ и расчетное уравнение запишется в виде

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{Eh^2}{16{,}3\sigma}}. \qquad (III.11)$$

Необходимо отметить, что величина усилия P_x будет меняться в процессе работы с изменением температуры и угла ψ, так как при этом изменяется длина пластин. Если по приведенным уравнениям рассчитать опору таким образом, чтобы противодействующий момент в ней был равен нулю, то при работе опоры за счет отклонения усилия P_x от расчетной величины в опоре будет иметь место небольшой противодействующий момент, который уменьшается с изменением угла отклонения ψ.

Этот недостаток можно исключить, если с одной стороны поставить опору, у которой сила P_x растягивает пластины, а с другой — сжимает их. Такая комбинированная опора при правильном подборе размеров может иметь нулевой противодействующий момент в определенных пределах изменения угла ψ и не изменять этого момента при изменении температуры окружающей среды.

На рис. III.9, *б* представлены зависимости изменения общего момента $\frac{l}{EJ\psi} = M_n$ в функции отношения P_x/P_{x0}, вычисленные на основании уравнений (III.3), (III.4), (III.8), (III.9) для растянутых пластин (кривая *1*) и при $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ для сжатых пластин (кривая *2*). Через P_{x0} обозначается растягивающее усилие при $M_n = 0$.

Наклон кривой 1 в точке $M_n = 0$ можно вычислить по уравнению (III.4). Принимая $\text{th}\,\alpha \approx 1$ и $P_x = P_{x0}$, получим

$$-\frac{dM_n}{dP_x} = 0{,}15\sqrt{\frac{E}{\sigma}}\,h\psi. \qquad \text{(III.12)}$$

Для случая сжатых пластин кривую зависимости $\frac{l}{EJ\psi}M_n$ от P_x/P_{x0} приближенно можно заменить прямой, наклон которой равен

$$-\frac{dM_n}{dP_x} = 0{,}168\sqrt{\frac{E}{\sigma}}\,h\psi. \qquad \text{(III.13)}$$

Если учесть, что изменение напряжений σ с изменением температуры может быть выражено уравнением

$$\Delta\sigma = E\,\frac{\Delta l}{l} = E\alpha_1\Delta t,$$

где Δt — изменение температуры;

α_1 — коэффициент линейного расширения,

то для комбинированной опоры, у которой момент противодействия при изменении температуры должен оставаться постоянным и равным нулю, можно записать, используя уравнения (III.12), (III.13), следующее соотношение:

$$-\Delta M_{n.\,p} = \Delta M_{n.\,c} = -0{,}15\sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}\,b_p h_p^2\psi\Delta\sigma_p =$$
$$= 0{,}168\sqrt{\frac{E}{\sigma_c}}\,b_c h_c^2\psi\Delta\sigma_c. \qquad \text{(III.14)}$$

Индекс p относится к опоре, у которой сила P_x растягивает пластины, а индекс c — к опоре, у которой сила P_x сжимает пластины.

При одинаковом изменении температуры в обеих опорах и одинаковом модуле упругости пластин уравнение (III.14) можно переписать в виде

$$\frac{h_c^2 b_c\sqrt{\sigma_p}}{h_p^2 b_p\sqrt{\sigma_c}} = 0{,}89. \qquad \text{(III.15)}$$

Для сохранения нулевого восстанавливающего момента в комбинированной опоре необходимо, чтобы независимо от угла поворота относительные изменения длины $\Delta l/l$ пластин обоих подшипников при повороте на угол ψ были равны. В противном случае уравнение (III.15) перестает быть справедливым.

Общее изменение длины одной пластины за счет поворота на угол ψ складывается из двух составляющих: удлинения, вызванного кривизной пластины, и сжатия, вызванного тем, что конец пластины перемещается не по окружности радиуса $r_1 + r_2$, а по окружности радиуса r_2. Суммарное изменение длины пластины вызывает сжатие

последней, равное как для опоры со сжатыми пластинами, так и для опоры с растянутыми пластинами (при $l/\lambda = 3{,}15$) *

$$\frac{\Delta l}{l} = -0{,}079\,\psi^2. \qquad (III.16)$$

Используя уравнения (III.14), (III.16), можно записать выражения, характеризующие изменения восстанавливающего момента при любом угле поворота ψ:

для опоры, у которой пластины растянуты,

$$\Delta M_{n.\,p} = 1{,}19 \cdot 10^{-2} b_p h_p^2 \sqrt{\frac{E^3}{\sigma_p}}\,\psi^3; \qquad (III.17)$$

для опоры, у которой пластины сжаты,

$$\Delta M_{n.\,c} = -1{,}33 \cdot 10^{-2} b_c h_c^2 \sqrt{\frac{E^3}{\sigma_c}}\,\psi^3. \qquad (III.18)$$

Истинное изменение восстанавливающего момента в каждой из опор, состоящей из трех пластин, будет равно утроенному восстанавливающему моменту, рассчитанному по формулам (III.17), (III.18).

Таким образом, противодействующий момент комбинированной опоры, размеры которой подчиняются уравнению (III.15)**, остается равным нулю независимо от температуры (одинаковой для двух подшипников) и угла ψ.

Такую же опору можно получить при наличии сжатых пластин, комбинируя подшипники разных типов. Один из подшипников рассчитывается для случая, когда сила P_x соответствует первому наименьшему значению решения для l/λ в уравнении (III.10), а другой — для второго наименьшего значения.

Если к комбинированной опоре приложить внешние радиальные и осевые усилия, одинаковые для каждой из опор, то общий противодействующий момент комбинированной опоры не изменится при условии одинакового расположения в пространстве пластин двух опор. В этом случае радиальная нагрузка, действуя одинаково на обе опоры, вызывает в ее пластинах дополнительные напряжения, которые при условии, что сечения пластин равны и размеры опоры удовлетворяют уравнению (III.15), вызывают в опорах противодействующие моменты, компенсирующие друг друга. При этом общий противодействующий момент в комбинированной опоре остается равным нулю. Осевым силам противодействуют изгибающие моменты пластин, которые не влияют на противодействующие моменты подшипников. За счет большой жесткости пластин в направлении размера b такие опоры выдерживают большие осевые нагрузки.

Расчет подвесов и растяжек, изображенных на рис. III.5, в основном сводится к определению противодействующего

* Этим и объясняется выбор отношения $l/\lambda = 3{,}15$.

** Для опоры с растянутыми пластинами при $\frac{l}{\lambda} = 3{,}15$.

момента, создаваемого ими при повороте подвижной системы на угол ψ, а также тех напряжений, которые возникают в сечении подвеса при приложении к нему растягивающей силы Q. В качестве подвеса или растяжки может быть использована либо тонкая лента, либо проволока.

Как показывают расчеты, при одинаковом противодействующем моменте, вызванном поворотом подвижной системы на угол ψ, подвес с прямоугольным сечением имеет бо̀льшую площадь, чем круглый подвес, что позволяет закрепить на прямоугольном подвесе более тяжелую подвижную систему. Обычно у подвеса с прямоугольным сечением ленты отношение ее ширины b к толщине h берется бо̀льшим ($b/h > 10$), так как при заданном противодействующем моменте ленты ее сечение, а следовательно, и ее прочность тем больше, чем тоньше лента.

Противодействующий момент закрученной ленты прямоугольного сечения, растягиваемой силой Q, является суммой трех составляющих:

а) момента от касательных напряжений, который при $b/h > 10$ можно рассчитать по формуле

$$M_к = \frac{bh^3G\psi}{3l},$$

где G — модуль упругости материала ленты при сдвиге в $н/мм^2$;

б) момента противодействия от нормальных напряжений при отсутствии продольной растягивающей силы

$$M_{н0} = \frac{Ehb^5\psi^3}{360l^3};$$

в) момента от нормального напряжения, возникающего в ленте под действием растягивающей продольной силы Q,

$$M_н = \frac{Qb^2\psi}{12l}.$$

Доля момента $M_н$ в общем противодействующем моменте очень невелика (при b/h от 10 до 20 порядка 0,3%), и поэтому этой величиной при расчетах можно пренебречь:

$$M_н \approx \frac{bh^2G\psi}{3l} + \frac{Qb^2\psi}{12l}. \qquad (III.19)$$

Доля момента $M_н$ в общем моменте значительна (при $\frac{b}{h} = 20$ и растягивающих напряжениях $\sigma = 100\ н/см^2$ достигает 13%) и с увеличением напряжений σ растет.

Для подвеса с круглым сечением диаметра d противодействующий момент также складывается из трех составляющих, но согласно проведенным расчетам моментами $M_{н0}$ и $M_н$ можно пренебречь:

$$M_н = G\frac{\pi d^4}{32}\cdot\frac{\psi}{l} + \frac{\pi E\psi^3 d^6}{307{,}2\,l^3} + \frac{Qd^2\psi}{8l} \approx G\frac{\pi d^4}{32}\cdot\frac{\psi}{l}.$$

Наибольшие нормальные напряжения в сечении ленты

$$\sigma_{\max} = \frac{E\psi^2 b^2}{12 l^2} + \frac{Q}{bh};$$

в сечении круглого подвеса

$$\sigma_{\max} = \frac{E\tau_{\max}^2}{4G^2} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{Ed^2\psi^2}{16 l^2} + \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Величина максимальных касательных напряжений для прямоугольного сечения при $\frac{b}{h} > 10$ определяется по уравнению

$$\tau_{\max} = \frac{\psi}{l} hG;$$

для круглого сечения

$$\tau_{\max} = \frac{G}{2} d \frac{\psi}{l}.$$

Результирующие напряжения в сечении

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2} \leqslant [\sigma].$$

Допускаемые напряжения для подвесов и растяжек в зависимости от коэффициента запаса, который берется от 2 до 4, могут быть выбраны в следующих пределах: для оловянисто-цинковой бронзы Бр. ОЦ 4-3 — 280 ÷ ÷ 550 $н/мм^2$, для бериллиевой бронзы Бр. Б2 — 400 ÷ 800 $н/мм^2$; для платино-серебряного сплава ПлСр 20 — 500 ÷ 1000 $н/мм^2$; для кобальт-никелевых сплавов К40НХМВ — 750 ÷ 1500 $н/мм^2$.

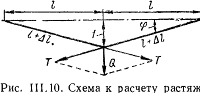


Рис. III.10. Схема к расчету растяжки, расположенной горизонтально

В зависимости от выбранного отношения $\frac{b}{h} = K_1$ меняется величина противодействующего момента. Оптимальное отношение b/h, при котором противодействующий момент будет наименьшим, можно получить, если в уравнение (III.19) подставить K_1 и $S = bh$ и найти минимум функции; при этом

$$K_{1\,опт} \approx 2\sqrt{\frac{GS}{Q}}.$$

При горизонтальном расположении растяжек (рис. III.10) натяжение их определяется так

$$T = \frac{Q}{2\sin\varphi}.$$

В связи с недопустимостью большого прогиба f угол φ мал и

$$\sin\varphi \approx \operatorname{tg}\varphi \approx \frac{f}{l}.$$

Тогда

$$T = \frac{Ql}{2f}.$$

Для уменьшения провисания f растяжек необходимо осуществить предварительное натяжение их, которое устанавливается по величине допустимого прогиба f при данном действующем усилии Q.

Общее натяжение T_0 является суммой натяжения T от силы Q и предварительного натяжения N [5]

$$\Delta l = l(\sec\varphi - 1) = \frac{T_0 l}{ES} = \frac{f^2}{2l},$$

откуда

$$N = \frac{Ql}{2f} - \frac{ESf^2}{2l^2}.$$

Обычно сила предварительного натяга значительно больше веса подвижной части прибора.

Зная суммарное усилие T_0, действующее на растяжки, по формулам, приведенным выше, производят расчет растяжек. При расчете момента противодействия торсиона, состоящего из нескольких проволок, рассматривают противодействующий момент, создаваемый каждой из проволок, как сумму противодействующего момента M_1, вызванного закручиванием проволоки на угол ψ, и противодействующего момента от изгиба проволоки.

Суммарный противодействующий момент такого торсиона [5]

$$M_n = M_1 z_n + \frac{P_x \psi r^2}{l - 2\lambda} z_n,$$

где z_n — число проволок;

r — радиус окружности, на котором расположены проволоки;

P_x — нагрузка, приходящаяся на одну проволоку.

Напряжение в каждой из проволок

$$\sigma_p = \sqrt{\left(\frac{4P_x}{\pi d^2} + \frac{Q_1 l + P_x f}{0{,}1\, d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{M_1}{0{,}2 d^2}\right)^2} \leqslant [\sigma],$$

где $Q_1 = \frac{P_x \psi r}{l - 2\lambda}$ — противодействующее усилие, создаваемое проволокой при изгибе;

$f = \psi r$ — прогиб;

d — диаметр проволоки.

При работе приборов на растяжках или подвесе в условиях вибрации или тряски возникают дополнительные усилия, действующие на подвес. Для расчета этих дополнительных усилий необходимо найти амплитуду вынужденных колебаний массы m гироскопа по отношению к корпусу, в котором закреплены растяжки. Если считать, что корпус прибора помещен на основании, колеблющемся

вдоль оси подвеса по закону $a = a_0 \sin qt$ (a_0 — амплитуда линейных перемещений корпуса в *см*, q — круговая частота вынужденных колебаний в 1/*сек*), и рассматривать подвижную систему как массу m, закрепленную на подвесе с жесткостью c, то амплитуда вынужденных колебаний системы [70]

$$A = \frac{a\varkappa^2}{\sqrt{(1-\varkappa^2) + 4\nu_1^2\varkappa^2}}, \qquad (III.20)$$

где a — амплитуда возмущающих колебаний;

$\varkappa = \frac{q}{n}$;

$\nu_1 = \frac{p}{n}$; $n = \sqrt{\frac{c}{m}}$ — собственная частота колебаний; $2p = \frac{\mu_c}{m}$;

$c = \frac{P}{\delta}$ — жесткость подвеса — отношение нагрузки к статическому удлинению; μ_c — коэффициент сопротивления движению (сила сопротивления $F = -\mu_c x$, где x — координата смещения относительно корпуса).

Если известны диапазон изменения частоты возмущающей силы, ее амплитуда и коэффициент сопротивления, то, рассчитав частоту собственных колебаний системы, можно рассчитать амплитуду вынужденных колебаний, т. е. деформацию подвеса δ_p, зная которую нетрудно определить напряжения и дополнительные усилия, действующие на подвес.

При условии, что растяжка работает в пределах закона Гука, имеем

$$\delta_p = \frac{P_1 l}{FS}$$

и

$$\varepsilon_g = \frac{\delta_p}{l} = \frac{\sigma}{E},$$

где P_1 — сила, вызывающая деформацию δ_p.

Расчет амплитуды вынужденных колебаний для подвижной системы, закрепленной на растяжках, жесткость которых одинакова, производится по тому же уравнению, но при этом собственная частота колебаний

$$n = \sqrt{\frac{2c}{m}}.$$

Сила сопротивления движению подвижной системы при наличии вынужденных колебаний корпуса прибора учитывается обычно в случае, если подвижная система помещена в какую-либо специальную среду (жидкость и т. п.). Если подвижная система находится в воздухе, то сила сопротивления движению настолько мала, что ею можно пренебречь, т. е. принять $\mu_c = 0$. В этом случае уравнение (III.20) перепишется в виде

$$A = \frac{a\varkappa^2}{1-\varkappa^2}.$$

1262—8

Восстанавливающий момент одной пластины будет равен

$$M_n = \frac{\cos\alpha\,(r_1 - \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha} P_x\psi. \qquad (III.9)$$

При $r_1 = \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha$ и $\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha \neq 0$ восстанавливающий момент равен нулю.

Учитывая уравнение (III.8), можно записать условие нулевого противодействующего момента

$$\mathrm{tg}\,\frac{l}{\lambda} = \frac{\frac{l}{\lambda}}{\frac{r_1 r_2}{l^2}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^2 - 1}. \qquad (III.10)$$

Так как $\mathrm{tg}\,l/\lambda$ является периодической функцией, то уравнение (III.10) имеет бесконечное число решений для l/λ.

Если при графическом решении уравнения (III.10) принять самое меньшее значение для l/λ, соответствующее $M_n = 0$, и задаться величиной отношения радиусов r_1 и r_2 (для данного частного решения $r_1 = r_2$), то $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ и расчетное уравнение запишется в виде

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{Eh^2}{16{,}3\sigma}}. \qquad (III.11)$$

Необходимо отметить, что величина усилия P_x будет меняться в процессе работы с изменением температуры и угла ψ, так как при этом изменяется длина пластин. Если по приведенным уравнениям рассчитать опору таким образом, чтобы противодействующий момент в ней был равен нулю, то при работе опоры за счет отклонения усилия P_x от расчетной величины в опоре будет иметь место небольшой противодействующий момент, который уменьшается с изменением угла отклонения ψ.

Этот недостаток можно исключить, если с одной стороны поставить опору, у которой сила P_x растягивает пластины, а с другой — сжимает их. Такая комбинированная опора при правильном подборе размеров может иметь нулевой противодействующий момент в определенных пределах изменения угла ψ и не изменять этого момента при изменении температуры окружающей среды.

На рис. III.9, *б* представлены зависимости изменения общего момента $\frac{l}{EJ\psi} = M_n$ в функции отношения P_x/P_{x0}, вычисленные на основании уравнений (III.3), (III.4), (III.8), (III.9) для растянутых пластин (кривая *1*) и при $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ для сжатых пластин (кривая *2*). Через P_{x0} обозначается растягивающее усилие при $M_n = 0$.

Для увеличения радиальной жесткости опор (рис. III.13, *г*) смазывающее вещество через капиллярные отверстия *3* подается в боковой зазор между цапфой, и подшипником. Величины зазоров между цапфой и подшипником и схемы крепления конусообразных опор такие же, как и для сферических опор.

Величина осевого зазора между цапфой и подшипником в плоских опорах может колебаться в пределах 100—150 *мкм*, а радиального зазора — в пределах 20—60 *мкм*. На рис. III.14, *а* приведена

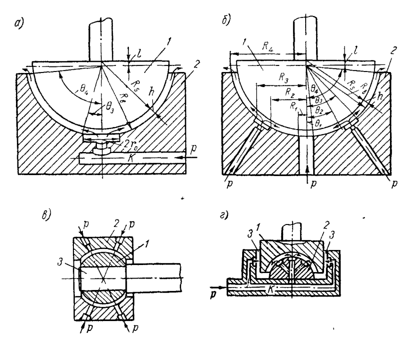


Рис. III.11. Сферические опоры

схема опоры с подачей смазки через одно отверстие, а на рис. III.14, *б* — через несколько отверстий.

Схемы ц и л и н д р и ч е с к и х о п о р [142] приведены на рис. III.15. Цилиндрические опоры могут работать при различных положениях оси подвижной системы и воспринимают значительные радиальные и осевые нагрузки. Опоры состоят из цапфы *1*, подшипника *2* и корпуса *3*.

Опора, изображенная на рис. III.15, *а*, не является равножесткой, так как жесткость в осевом направлении несколько меньше, чем в радиальном. Для получения равножестких опор смазывающее вещество через капиллярные отверстия подают в боковой зазор между цапфой и корпусом или между корпусом и дисками *4* (рис. III.15, *б*, *в*, *г*). Величина радиального зазора в опорах может

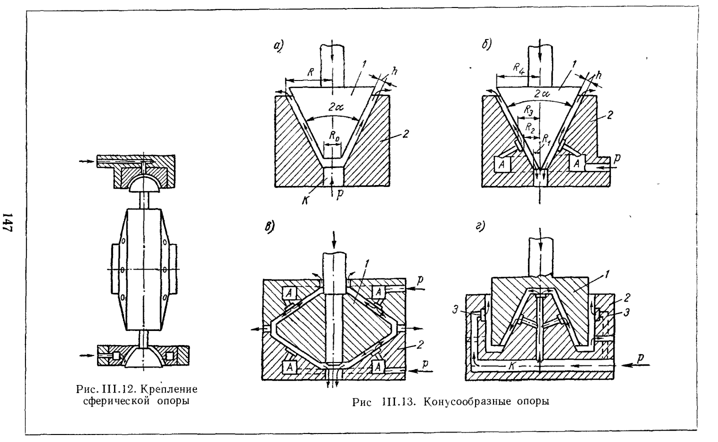


Рис. III.12. Крепление сферической опоры

Рис III.13. Конусообразные опоры

колебаться в пределах 8—50 *мкм*, а осевого — в пределах 80—120 *мкм*.

Кроме рассмотренных типов опор применяются опоры комбинированной формы (рис. III.16), которые воспринимают радиальные

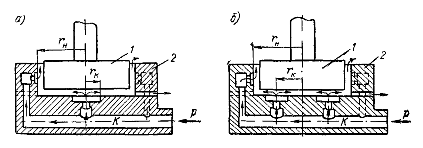


Рис III.14. Плоские опоры

и осевые нагрузки и могут работать при различных положениях оси подвижной системы. Однако такие опоры сложны в изготовлении.

Смазывающее вещество, которое подается в зазор между цапфой и подшипником, должно иметь малую вязкость, быть нечувствительным к резким колебаниям температуры, не вступать в химическую реакцию с деталями подвеса и т. д. В табл. III.1 приведены вязкости различных смазывающих веществ, которые могут применяться в качестве поддерживающей среды для опор подвеса.

ТАБЛИЦА III.1

Вязкость жидкостей и газов при температурах 20 и 80° С и давлении 10 *н/см²*

Смазывающее вещество	Вязкость смазки в *н·сек/м²*	
	20° С	80° С
Масло веретенное	0,072	0,0052
Керосин	0,0019	0,0008
Воздух	0,0000184	0,0000212
Водород	0,0000089	0,0000101
Гелий	0,0000199	—
Аргон	0,0000222	—

При применении жидкостных смазок опоры подвеса выдерживают большие нагрузки, обладают значительной несущей способностью, хорошо работают при пуске и остановке, не требуют специальных предохранительных устройств при внезапном прекращении подачи смазки, величина зазора между цапфой и подшипником может быть выбрана значительно большей, чем в опорах с газовой смазкой. Но в то же время в опорах с жидкостной смазкой требуется особая герметизация опор, необходимы большие запасы жидкости, увеличиваются потери на трение.

В опорах с газовой смазкой уменьшаются потери на трение, упрощается конструкция опор, они менее чувствительны к резким изменениям температуры. К недостаткам опор с газовой смазкой

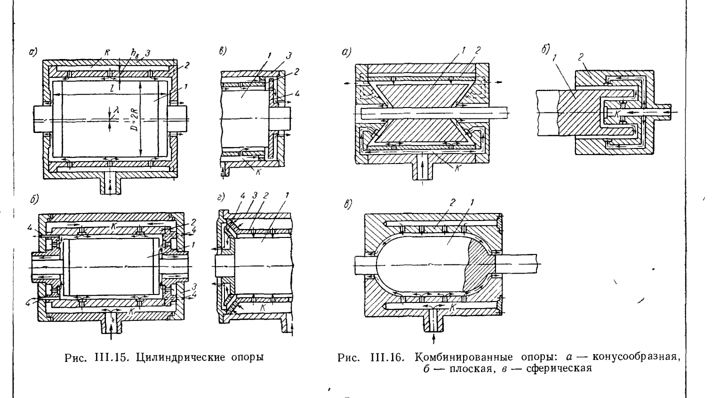


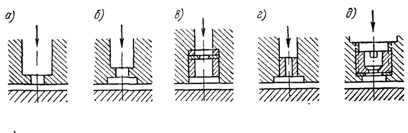
Рис. III.15. Цилиндрические опоры

Рис. III.16. Комбинированные опоры: *а* — конусообразная, *б* — плоская, *в* — сферическая

следует отнести их несколько меньшую несущую способность из-за малой вязкости газов и необходимость в более точной обработке цапф и подшипников.

Цапфы, подшипники и подпятники в большинстве случаев изготовляют из нержавеющей стали и подвергают тщательной обработке. Поверхности цапф и подшипников с газовой смазкой должны иметь чистоту обработки не ниже $\bigtriangledown 11$ — $\bigtriangledown 12$, а в жидкостных опорах — не ниже $\bigtriangledown 9$ — $\bigtriangledown 10$.

Для увеличения несущей способности опор смазка в зазор между цапфой и подшипником должна подаваться через несколько капил-



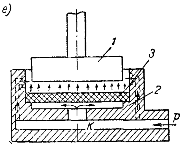


Рис. III.17. Формы отверстий для подачи смазывающего вещества

лярных отверстий, равномерно расположенных по опоре, так как в этом случае давление в зазоре будет более постоянным. Во избежание образования газовых или жидкостных «пробок» в конструкции опоры должны быть предусмотрены отверстия *4* для выхода смазывающего вещества (рис. III.15, *б*, *в*, *г*).

Формы отверстий для подачи смазки в зазор приведены на рис. III.17.

Выходные части отверстий * должны иметь малые размеры, например порядка 100—200 *мкм*, а входные — до 1—2 *мм*. Перед выходом смазки в зазор в подшипниках делают специальные карманы, что приводит к увеличению их несущей способности. На рис. III.17, *а* показано отверстие для подачи смазки без кармана, а на рис. III.17, *б* — с карманом.

---

* При уменьшении диаметров выходных отверстий повышается жесткость опор и увеличивается их несущая способность.

Если в подшипнике невозможно просверлить выходное отверстие малых размеров, то в опору вставляют диафрагму толщиной порядка 25—100 *мкм* (рис. III.17, *в*) или запрессовывают (завинчивают) втулку с калиброванным отверстием, как это показано на рис. III.17, *г*, *д* [95].

Для повышения несущей способности опор смазку можно подавать через диафрагму *3*, изготовленную из пористого материала (рис. III.17, *е*), например из пористой бронзы [146]. Следует заметить, что при применении диафрагм из пористого материала увеличивается расход смазки.

Для предохранения опор от повреждений при внезапном прекращении подачи смазки применяют специальные предохранительные устройства [5] или на поверхности цапф и подшипников наносят тонкий слой твердой смазки, антифрикционной пластмассы или металлокерамику.

Жидкостные и газовые опоры подвеса имеют следующие преимущества.

1. Величины и разброс моментов сил трения в них значительно меньше, чем в шарикоподшипниках.

2. Момент сил трения при трогании с места почти не отличается от момента, который устанавливается в процессе работы прибора.

3. Опоры хорошо работают в динамических условиях.

4. При правильном монтаже и конструкции опоры практически не имеют износа.

К недостаткам жидкостных и газовых опор относятся следующие.

1. Необходимость очень точной обработки цапф и подшипников, что приводит к увеличению их стоимости.

2. Наличие специальных устройств для хранения жидкости или газа.

4. Расчет жидкостных и газовых опор подвеса

Рассмотрим последовательность расчета жидкостных и газовых опор подвеса *.

Расчет жидкостных сферических опор. Порядок расчета следующий.

1. Задаются размерами цапфы подшипника, величиной среднего зазора h_{cp}, выбирают поддерживающую жидкость и задаются ее давлением при входе в зазор между цапфой и подшипником, например в пределах 1,5—2 *атм* (рис. III.11, *а*).

---

* Теория жидкостных и газовых опор подвеса подробно изложена в работах В.Н. Дроздовича [30; 31; 46]. Приведенные методики расчета медленно вращающихся и скоростных жидкостных и газовых опор могут быть использованы только при приближенных расчетах.

2. Определяют расход жидкости g через опору

$$g = \frac{\pi h_{cp}^3}{6\mu'} \cdot \frac{p - p_a}{\ln \operatorname{tg} \frac{\theta_3}{2}},$$

где p_a — давление окружающей среды;

p — давление жидкости, подаваемой в зазор между цапфой и подшипником;

$\mu' = \rho\nu$ — динамический коэффициент вязкости жидкости; ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости; ρ — плотность жидкости;

θ_3 — начальный угол опоры; $\operatorname{tg}\theta_3 = \frac{r_0}{R_в}$; r_0 — радиус входного отверстия; $R_в$ — радиус подшипника).

3. Рассчитывают подъемную силу опоры:

при $h_{cp} < 100$ *мкм*

$$Q = \pi R_в^2 p' + \frac{6\mu' g R_в^2}{h_{cp}^3} (\cos\theta_3 - \cos\theta_4) - \frac{0{,}3\rho g}{\pi h_{cp}} \ln \frac{\sin\theta_3}{\sin\theta_4};$$

при $h_{cp} > 100$ *мкм*

$$Q_1 = \pi R_в^2 p' + \frac{6\mu' g R_в^2}{h_{cp}^3} (\cos\theta_3 - \cos\theta_4),$$

где θ_4 — выходной угол опоры;

$$p' = p - p_a.$$

Рассчитанные значения Q и Q_1 сравнивают с нагрузкой, действующей на опору.

4. Зная расход смазки через опору, а также давление в месте входа смазки в зазор, подбирают насос. При этом следует учитывать, что для уменьшения потерь давления смазки входное отверстие $2r_0$ (рис. III.11, *а*) желательно делать большим, например диаметром 10—12 *мм*.

5. Рассчитывают величину критического зазора $h_{cp.\,кр}$ по уравнению

$$h_{cp.\,кр} = \left\{ \frac{[6\mu' R_в (\cos\theta_3 - \cos\theta_4)]^2}{4Q \frac{0{,}3\rho}{\pi} \ln \frac{\sin\theta_3}{\sin\theta_4}} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

и сравнивают его со средним зазором h_{cp}, которым задавались. При этом необходимо, чтобы $h_{cp\ кр} > h_{cp}$. Если это условие не выполняется, то изменяют параметры опоры.

6. Зная h_{cp}, выбирают необходимый класс чистоты обработки поверхности цапфы и подшипника. При этом необходимо, чтобы $H_1 + H_2 < h_{cp}$ (H_1 и H_2 — высота микронеровностей у цапфы и подшипника).

7. Рассчитывают момент сил трения в опоре по формуле

$$M_{mp}=\pi\mu\frac{R_{в}^{3}}{h_{cp}}\left(\theta_4-\frac{1}{2}\sin\theta_4\right)\Omega,$$

где Ω — угловая скорость вращения цапфы относительно подшипника.

Расчет газовых сферических опор. Последовательность расчета газовых опор такая же, как и жидкостных опор. Разница заключается только в том, что при давлении воздуха в зазоре значительно больше атмосферного необходимо учитывать добавочный член

$$\nu_1=\frac{2}{1+\frac{\rho}{\rho_a}},$$

где ρ_a — плотность газа в атмосфере.

В этом случае величину подъемной силы опоры можно рассчитать по уравнению

$$Q_1=\pi R_{в}^{2}p'+\frac{2}{1+\frac{\rho}{\rho_a}}\cdot\frac{6\mu g R_{в}^{2}}{h_{cp}}(\cos\theta_3-\cos\theta_4),$$

где μ — абсолютная вязкость газа.

Расчет цилиндрических опор. Порядок расчета следующий.

1. Задаются размерами опоры, количеством и размером капиллярных отверстий, величиной давления смазки, подаваемой в зазор между цапфой и подшипником, величиной эксцентриситета λ (рис. III.15, *а*).

2. Рассчитывают величину подъемной силы опоры по уравнению

$$Q=3\pi a p' R l\left(1-\frac{1}{\gamma'}\right)\frac{\varepsilon\left(1+\frac{\varepsilon^2}{4}\right)}{\frac{9}{4}\varepsilon^2+\left(1+\frac{3}{4}\varepsilon^2\right)\frac{1+\gamma'}{n^2R^2}+\gamma'},$$

где a — постоянный множитель

$$a=\frac{2\gamma'-9\varepsilon^2\left(1+\frac{\varepsilon^2}{4}\right)^2}{2\left(\frac{3}{2}\varepsilon^2+\gamma'\right)-\frac{9}{4}\varepsilon^2+\left(1+\frac{3}{4}\varepsilon^2\right)\frac{1+\gamma'}{n^2R^2}+\gamma'};$$

$\gamma'=\frac{nl}{2}\operatorname{cth}\frac{nl}{2}$ — безразмерный параметр опоры;

$\varepsilon=\frac{\lambda}{h_{cp}}$; λ — эксцентриситет (смещение центра тяжести **опоры)**;

h_{cp} — средний зазор между цапфой и вкладышем;

l — длина цапфы;

R — радиус цапфы;

$n^2=\frac{A}{h_{cp}^{3}R^2}$; $A=\frac{3}{4\pi^2}\cdot\frac{S_1^2RN}{h_{в}l}$; S_1 — площадь сечения одного капиллярного отверстия; N — число капиллярных отверстий; $h_{в}$ — толщина вкладыша.

Рассчитанную подъемную силу сравнивают с нагрузкой, действующей на опору.

3. Определяют расход смазки через опору

$$g = \frac{p'3RF_1^2Nl}{2h_вF'\mu}\left[1 - a\left(1 - \frac{1}{\gamma'}\right)\right],$$

где F' — площадь поверхности цапфы.

4. Зная расход смазки, подбирают насос.

5. Рассчитывают величину момента сил трения в опоре

$$M_{mp} = \frac{\pi D^3 l \mu \Omega}{4h_{cp}},$$

где D — диаметр цапфы.

Расчет плоских газовых опор (при статической нагрузке). При расчетах опор выбирают тип газа, задаются давлением в кармане $p_к$ и размерами опоры [73; 74].

Расчет опор с одним отверстием для подачи смазки (рис. III.14, *а*) проводят в следующем порядке.

1. Рассчитывают несущую способность опоры

$$Q = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{r_н^2 - r_к^2}{\ln \frac{r_н}{r_к}} p_к',$$

где $r_н$ — наружный радиус подшипника;

$r_к$ — радиус кармана;

$p_к'$ — избыточное давление в камере.

Рассчитанное значение несущей способности сравнивают с нагрузкой, действующей на опору.

2. Определяют весовой расход смазки через зазор

$$g_з = (p_к^2 - p_a^2)\frac{\pi h^3}{12p_a\mu \ln \frac{r_н}{r_к}}\gamma_a,$$

где p_a — давление окружающей среды;

μ — вязкость смазки;

h — зазор между цапфой и подшипником;

$p_к$ — давление в кармане.

3. Зная расход смазки через зазор, подбирают источник питания.

Расчет плоских опор с подачей смазки через несколько капиллярных отверстий (рис. III.14, *б*) проводят в той же последовательности, что и расчет опор с одним отверстием. Разница заключается лишь в расчете расхода смазки через зазоры, который определяется по выражению

$$g_з = (p_к^2 - p_a^2)\frac{\pi h^3}{12mp_a\mu \ln \frac{r_н}{r_к}}\gamma_a,$$

где m — количество отверстий для подачи смазки.

Расчет плоских жидкостных опор с подачей смазки через одно отверстие. При расчетах опор, работающих при статической нагрузке, задаются величиной зазора h между цапфой и подшипником, глубиной кармана δ, размерами отверстия, подводящего смазку, наружным диаметром подшипника $d_н = 2r_н$, радиусом кармана, который можно принимать равным $r_к = \frac{r_н}{2}$, типом смазки и ее параметрами [124].

Расчет проводят в следующем порядке.

1. Определяют подъемную силу опоры Q

$$Q = p_к \frac{\pi (r_н^2 - r_к^2)}{2 \ln \frac{r_н}{r_к}}.$$

Рассчитанное значение подъемной силы Q должно быть больше или равно внешней нагрузке, действующей на опору.

2. Рассчитывают давление в камере

$$p_к = \frac{0{,}59Q}{r_н^2}.$$

3. Определяют расход смазки g и подбирают источник питания

$$g = \frac{Qh^3}{3\mu (r_н^2 - r_к^2)}.$$

4. Рассчитывают момент сил трения в опоре

$$M_{тр} = \frac{\mu\Omega}{2\delta} \pi r_к^4 + \frac{\mu\Omega}{2h} \pi (r_н^4 - r_к^4).$$

При $\delta \gg h$ момент сил трения можно рассчитать по выражению

$$M_{тр} = \frac{\mu\Omega}{2h} \pi (r_н^4 - r_к^4).$$

Для опор, работающих при переменных нагрузках, величиной зазора h не задаются, а рассчитывают из соотношения

$$h = \psi r_н,$$

где ψ — безразмерный параметр опоры, которым можно задаваться, например, в пределах $(0{,}3—1)\,10^{-3}$.

Наружный радиус опоры $r_н$ определяют по формуле

$$r_н = \psi \sqrt{\frac{Q}{2{,}35\mu\Omega}}.$$

Остальные параметры опоры определяются по тем же формулам, что и параметры опор, работающих при статической нагрузке.

5. Жидкостный и газовый подвесы главных опор гироскопа

Жидкостные и газовые опоры (рис. III.11, III.13—III.16, III.18—III.20) применяются в гиромоторах, которые должны работать в течение длительного времени. Такие опоры состоят из цапфы и подшипника и по принципу работы подразделяются на динамические и статические.

В динамических опорах при вращении ротора с большой скоростью смазывающее вещество захватывается поверхностью цапфы и засасывается в клиновидный зазор между цапфой и подшипником. В зазоре образуется повышенное давление, которое отделяет цапфу от подшипника и поддерживает ее во взвешенном состоянии (отверстий для подачи смазывающего вещества в динамических опорах нет).

Конструктивно динамические опоры подразделяются на сферические, конические, цилиндрические и комбинированной формы (рис. III.11, III.13—III.16). Опоры с комбинированной формой цапфы и подшипника применяются в том случае, когда необходимо увеличить несущую способность опоры и предохранить ее от смещений в осевом направлении, однако изготовление таких опор более сложно, чем обычных.

При пуске и остановке опор (особенно в опорах с газовой смазкой) возможно возникновение сухого трения, которое приводит к усиленному износу опор. Для предотвращения износа динамических опор при пуске и остановке существуют самые различные методы [55; 129]. Наиболее распространенными из них являются следующие.

1. Подача смазывающего вещества под давлением (при пуске и остановке) через одно или несколько капиллярных отверстий в зазоры между цапфой и подшипником. Под действием этого давления цапфа приподнимается, и ей задается вращение. Подача смазки прекращается после достижения цапфой рабочих чисел оборотов.

2. Использование в опорах с вертикальной осью при пусках и остановках вспомогательных шарикоподшипников или шариков, опирающихся на пластинки [5]. После достижения опорой рабочих чисел оборотов шарики или шарикоподшипники автоматически отводятся.

3. Нанесение на поверхности цапфы и подшипника тонкого слоя твердой смазки, антифрикционных пластмасс, например фторопласта, или изготовление деталей опор из металлокерамики.

При применении вспомогательных шариков или шарикоподшипников требуются специальные автоматические устройства, что в значительной степени усложняет конструкцию динамических опор и увеличивает их стоимость.

На рис. I.8 показана конструктивная схема так называемого керамического гиромотора [44]. Ротор гиромотора состоит из

металлического обода и керамических крышек, а статор — из керамической оси, изготовленной за одно целое с диском. У неработающего гиромотора ротор опирается на ось. Радиальный зазор между осью и подшипниками равен примерно 1—2 *мкм*.

Керамические гиромоторы обладают большой осевой и радиальной жесткостью и не подвержены значительному износу. В некоторых случаях металлокерамику наносят на металлические части ротора и статора гиромотора.

На рис. III.18, *а* изображена принципиальная схема шаровой опоры, которая состоит из металлического шара (цапфы) *1* и тщательно подогнанной к шару чаши *2* (подшипника). В верхней части шара сделано отверстие, в которое заливается обычно ртуть *3*. Шар, являясь якорем асинхронного двигателя, приводится во вращение магнитным полем статора *4*, зубцы которого обработаны по шаровой поверхности.

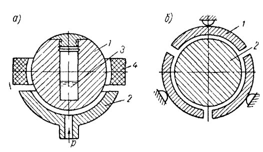


Рис. III.18. Шаровая опора и опора со специальной формой подшипников

Перед началом движения через одно или несколько капиллярных отверстий в подшипник под давлением подается смазывающее вещество, приподнимающее шар, который под действием магнитного поля статора начинает вращаться. Когда число оборотов шара достигнет определенной величины, подача смазки прекращается. При остановке шара вновь подается смазка в зазор.

Как показали исследования [131; 133; 135], в динамических опорах цилиндрического типа (особенно с газовой смазкой) при больших скоростях вращения и малых нагрузках возможно возникновение вибрации (полускоростного вихря). При вибрации смазочный слой теряет несущую способность и цапфа может соприкасаться с подшипником.

Если при жидкостной смазке между цапфой и подшипником возможно наличие граничного слоя, то при газовой смазке происходит металлический контакт, резко возрастают потери на трение и наступает усиленный износ опор.

Для устранения вибрации применяют опоры, у которых подшипникам придают специальную форму, искусственно увеличивают эксцентриситет радиальным нагружением, например магнитным, или используют статические опоры.

Схема опоры со специальной формой подшипника приведена на рис. III.18, *б*. Подшипники состоят из нескольких сегментов *1*, которые могут самоустанавливаться относительно поверхности цапфы *2*.

Опоры со скосами, сегментами или со специальной формой подшипников следует применять как можно реже, так как они имеют меньшую несущую способность, чем опоры с гладкой поверхностью, сложны в изготовлении и не всегда обеспечивают ликвидацию вибрации. Увеличение эксцентриситета цапфы в подшипнике тоже нежелательно, так как оно усложняет конструкцию опоры и приводит к значительному смещению центра тяжести прибора Наиболее рациональным способом, повышающим виброустойчивость опор, является применение поддува (статических опор).

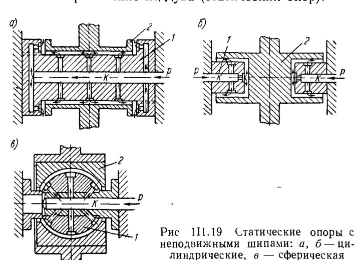


Рис III.19 Статические опоры с неподвижными шипами: *а*, *б* — цилиндрические, *в* — сферическая

В статических опорах смазка через одно или несколько капиллярных отверстий непрерывно подается в зазор между цапфой и подшипником. Подъемная сила статических опор в начале вращения создается за счет поддува смазки, а во время вращения главным образом за счет засасывания смазки в клиновой зазор между цапфой и подшипником (при вращении цапфы влияние поддува не исчезает, но преобладающим становится динамический эффект).

Статические опоры хорошо работают в динамических условиях, при различных скоростях и нагрузках, обладают большей, чем динамические опоры, несущей способностью, имеют большую долговечность из-за отсутствия контакта между цапфой и подшипником при пуске и остановке.

Конструкции статических опор и опор подвеса аналогичны друг другу (рис. III.11, III.13—III.16).

На рис. III.19 показаны конструкции статических опор с неподвижными цапфами. Цапфы укрепляются в корпусе прибора, а подшипники — в роторе гиромотора. Смазка в зазоры подается

через отверстия в цапфе. Опоры со сферической формой цапфы и подшипника более сложны в изготовлении, чем опоры с цилиндрической формой.

На рис. III.20, *а* изображена конструкция так называемой дифференциальной опоры [129; 130], с помощью которой значительно повышается виброустойчивость опор и уменьшается давление газа, подаваемого в зазор. Опора состоит из углеграфитового вкладыша *1*, втулки *2*, цапфы *3* и пористого подпятника *5*. Во вкладыше сделаны круговые канавки *7* и одна продольная канавка *9*. В круговые

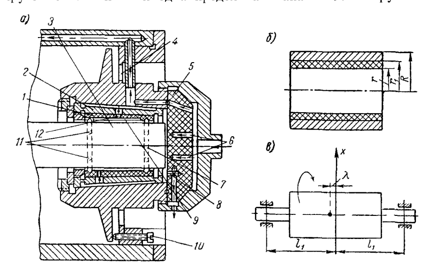


Рис III 20 Дифференциальная опора и схемы к расчету опоры

канавки газ подается через отверстия *11*, а в канавку *9* — через отверстие *12*. Из опоры газ выходит или по краям подшипника, или через отверстие *8*.

Канавки *7* предназначены для подъема цапфы при пуске опоры. При подаче газа под давлением цапфа в опоре будет занимать эксцентричное положение, исключающее возможность появления полускоростного вихря.

Величина расхода газа через подпятник и давления в нем зависит от пористости материала и от глубины отверстий *6*. Делать слишком глубокие отверстия не рекомендуется, так как в этом случае будут большие прогибы подпятников, которые приведут к снижению осевой грузоподъемности опоры.

В дифференциальных опорах для устранения возможности заклинивания цапфы в подшипнике при работе прибора в условиях высоких температур вкладыши из углеграфита запрессовываются во втулки *2*, изготовленные из материала, имеющего коэффициент расширения значительно больший, чем коэффициент расширения

цапфы (вала). Во втулках сделаны специальные пояски, которые позволяют подшипнику свободно расширяться при нагреве.

Отношение толщины стенок вкладыша и втулки должно быть выбрано таким образом, чтобы приведенный коэффициент расширения α_{np} рабочего диаметра вкладыша был больше коэффициента расширения цапфы (вала).

Радиус втулки (рис. III.20, *б*), при котором устраняется заклинивание, можно определить из уравнения [133]

$$R = r_1 \sqrt{\frac{K+1-\mu_П}{K-1-\mu_П}},$$

где $\mu_П$ — коэффициент Пуассона;

r_1 — наружный диаметр вкладыша;

$$K = \left(\frac{r_1}{r} \cdot \frac{\alpha - \alpha_г}{\alpha_{np} - \alpha_г} - 1\right)\left(\frac{r_1^2 + r^2}{r_1^2 - r^2} - \mu_г\right)\frac{E}{E_г};$$

r — внутренний диаметр вкладыша;

α, $\alpha_г$ — коэффициенты расширения соответственно металла и графита;

E, $E_г$ — модули упругости металла и графита.

В табл. III.2 приведены коэффициенты расширения и модули упругости для графита, латуни и стали Р9, которые применяются для изготовления дифференциальных опор. Толщина стенки вкладыша $r_1 - r$ определяется из расчета на прочность и жесткость.

Материалы, применяемые для цапф и подшипников, должны обладать большой жесткостью и теплопроводностью, хорошо обрабатываться, иметь малые коэффициенты трения. В качестве материала для цапф применяют нержавеющие стали, антифрикционный пористый чугун (например, марки Е), пропитанный баббитом или свинцом *, полиамиды с наполнителями из твердой смазки, специальную керамику и т. д.

Динамические и статические опоры для надежной и долговечной работы должны быть изготовлены с высокой степенью точности. Чистота поверхности цапф должна быть не ниже $\bigtriangledown 12$, а подшипников — не ниже $\bigtriangledown 11$.

В табл. III.3 в качестве примера приведены допускаемые величины погрешностей для элементов цилиндрических опор дифференциального типа.

Величина диаметрального зазора зависит от типа подшипника, нагрузки на опоры и может колебаться, например, в пределах 5—20 *мкм* **, причем чем меньше размеры подшипника, тем меньше должен быть зазор.

---

* Пропитка материала вкладыша металлом увеличивает его прочность и уничтожает пористость, которая может препятствовать возникновению газовой подушки.

** В некоторых случаях диаметральный зазор может быть еще меньше.

ТАБЛИЦА III.2

Коэффициенты расширения и модули упругости

Материал	Коэффициент расширения α	Модуль упругости E в $н/см^2$
Углеграфит	$5 \cdot 10^{-6}$	$1{,}7 \cdot 10^{6}$
Латунь	$19 \cdot 10^{-6}$	$1{,}0 \cdot 10^{6}$
Сталь Р9	$11 \cdot 10^{-6}$	$21{,}5 \cdot 10^{6}$

Примечание. Приведенный коэффициент расширения для подшипника равен $12 \cdot 10^{-6}$.

ТАБЛИЦА III.3

Допускаемые величины погрешностей для цилиндрического шипа и подшипника

Элементы опоры	Виды погрешностей		
	Вальность в *мм* (не более)	Конусность на длине подшипника в *мм* (не более)	Перекос по длине подшипника в *мм* (не более)
Цапфа	0,001	0,001	—
Подшипник	0,0015	0,001	0,001

Для устранения вибрации вала (цапфы) от динамической неуравновешенности балансировка подвижной системы должна быть выполнена с высокой точностью, например не ниже 0,0001 *мм*, и

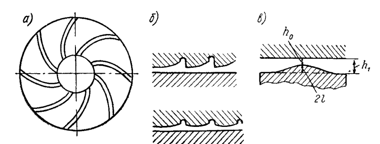


Рис. III.21. Формы боковых поверхностей шипов и подшипников

не изменяться в процессе эксплуатации. Для точной работы динамических и статических опор необходимо, чтобы оба подшипника были строго соосны.

Точная установка подшипников в дифференциальных опорах (рис. III.20, *а*) производится с помощью винтов *10*, ввинчивая или вывинчивая которые можно, деформируя стенку *4*, поворачивать подшипник относительно корпуса на определенный угол.

Для увеличения осевой жесткости опор боковым поверхностям цапф и подшипников (рис. III.21) или самим цапфам и подшипникам придают специальную форму, применяют фасонные шайбы или в боковые зазоры через капиллярные отверстия подают смазывающее вещество под давлением.

Для получения подшипников со специальной формой боковых поверхностей их обрабатывают таким образом (рис. III.21, *а*), чтобы в зазоре образовывалось клиновое пространство. Глубина спиральных канавок не должна превышать 20—30 *мкм*.

Смазывающее вещество для динамических и статических опор выбирается исходя из тех же соображений, что и для опор подвеса. При выборе смазывающего вещества для опор следует учитывать, что потери на трение при применении жидкостей возрастают пропорционально квадрату скорости вращения, а при больших скоростях вращения увеличивается нагрев опоры.

6. Расчет главных опор гироскопов

Рассмотрим последовательность расчета газовых цилиндрических подшипников и подпятников, предложенную С. А. Шейнбергом [127; 128], и методику расчета сферических, конических и плоских опор [133—148]. При расчетах опор обычно известны условия работы, число оборотов шипа n, нагрузка и давление окружающей среды p.

Расчет цилиндрических динамических опор. При расчетах цилиндрических опор возможны два случая: расчет подшипника заданных размеров и расчет подшипника с оптимальным средним зазором.

При расчете цилиндрического подшипника заданных размеров известны размеры опоры, которыми можно задаваться исходя из конструктивных соображений, т. е. известны диаметр цапфы $D = 2r$, средний зазор между цапфой и подшипником $\delta_1 = R - r_1$ (R — радиус подшипника), длина * подшипника l, тип газа, применяемого в качестве смазывающего вещества, и его параметры. Расчет сводится к определению несущей способности опоры и величины момента сил трения.

Несущая способность подшипника Q может быть рассчитана по выражению

$$Q = 2rlpK_з K_н,$$

где $K_н$ — характеристика нагрузки;

$K_з$ — коэффициент заполнения.

Коэффициент заполнения $K_з$ и характеристика нагрузки $K_н$ являются функциями характеристики подшипника χ_δ ** и относительного эксцентриситета $\lambda = \delta_1 - h_{\min}$, которые рассчитывают по выражениям

$$\chi_{\delta_1} = 0{,}1048 \frac{\eta n r^2}{\delta_1^2 p} \text{ и } \theta = \frac{\delta_1}{\lambda},$$

где η — абсолютная вязкость газа;

θ — характеристика эксцентриситета.

* При конструировании цилиндрических подшипников следует помнить, что с увеличением длины подшипника возрастают потери на трение. Длину подшипника можно принимать равной, например, $l = 2r$ или $l = 3r$.

** Расчет χ_δ можно вести в любой системе мер, так как это величина безразмерная.

Величина минимального зазора в подшипнике h_{min}, как правило, колеблется в пределах 3—15 *мкм* и должна быть такой, чтобы минимальный смазочный слой с некоторым запасом был больше суммарной высоты микронеровностей, оставшихся после обработки на поверхности, т. е.

$$h_{min} \geqslant K'_э (H_1 + H_2),$$

где H_1 и H_2 — высота микронеровностей цапфы и подшипника;
$K'_э$ — коэффициент запаса, учитывающий искажение геометрических форм цапфы и подшипника; обычно колеблется в пределах от 3 до 8.

При определении коэффициента $K_н$ проводят через точку (соответствующую известному значению χ_δ) на оси абсцисс верхнего графика (рис. III.22) вертикаль до пересечения ее с кривой для рассчитанного значения θ. Точка пересечения той же вертикали с кривыми нижнего графика дает величину коэффициента утечки C. Рассчитав отношение l/Cr, по нижнему графику (рис. III.22) определяют величину коэффициента $K_э$. Рассчитанное значение Q сравнивают с нагрузкой, фактически действующей на опору.

Момент сил трения в опоре можно рассчитать по формуле

$$M_{тр} = \frac{4\pi r^2 \eta v l}{\delta_1} \cdot \frac{\theta}{\sqrt{\theta^2 - 1}} (1 \pm K_т K_э),$$

где v — окружная скорость цапфы;
$K_т$ — коэффициент противотока, определяемый по графику, приведенному на рис. III.23, *а*.

Знак «плюс» относится к моменту трения на цапфе, а «минус» — на подшипнике.

При расчете цилиндрического подшипника с оптимальным средним зазором задаются $\delta_{опт}$, h_{min}, а также теми же параметрами, что и при расчете подшипника заданных размеров, за исключением δ_1.

Величину среднего зазора $\delta_{опт}$ рассчитывают таким образом, чтобы опора обладала наибольшей несущей способностью. Расчет производят в следующем порядке.

Рассчитывают характеристику подшипника χ_h

$$\chi_h = 0{,}1048 \frac{\eta n r^2}{h_{min}^2 p}.$$

По кривым, приведенным на рис. III.23, *б*, находят величину оптимальной характеристики эксцентриситета $\theta_{опт}$ и произведение коэффициентов $K_э K_н$.

На рис. III.23, *б* графики построены для отношений $\frac{l}{r} = 2$ и $\frac{l}{r} = 3$. Если приходится выбирать другое отношение $\frac{l}{r}$, то можно воспользоваться интерполяцией.

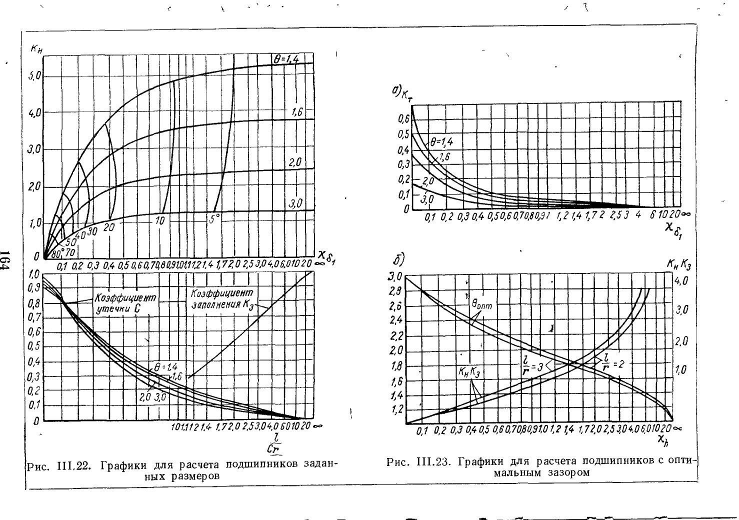


Рис. III.22. Графики для расчета подшипников заданных размеров

Рис. III.23. Графики для расчета подшипников с оптимальным зазором

Определяют $\delta_{опт}$ по выражению

$$\delta_{опт} = \frac{h_{\min}}{1 - \frac{1}{\theta_{опт}}}.$$

По формуле $Q = 2rlpK_нK_э$ рассчитывают несущую способность опоры и сравнивают ее с действующей нагрузкой.

Расчет подпятников. Как уже упоминалось, для предохранения цилиндрических опор от смещений в осевом направлении и при работе их в вертикальном положении (рис. III.21) их боковые поверхности обрабатывают таким образом, чтобы при вращении опоры образовался клиновой слой смазки.

Рассмотрим расчет подпятника [130] для случая, когда одна из боковых поверхностей (цапфы или подшипника) имеет волнообразную форму, близкую к синусоиде. При расчетах задаются, исходя из конструктивных соображений, числом выступов (волн) m и зазором между цапфой и подпятником.

Несущая способность подпятника рассчитывается по выражению

$$Q = R_{cp}bpK_нK_э,$$

где $R_{cp} = \frac{R+r}{2}$ — средний радиус подпятника;

$b = R - r$ — ширина подпятника.

Коэффициенты $K_н$ и $K_э$ определяются по графикам, приведенным на рис. III.24, в зависимости от характеристики подпятника и характеристики эксцентриситета θ, которые рассчитывают по выражениям

$$\chi_h = \frac{\eta v R_{cp}}{l^2 pm} \text{ и } \theta = \frac{h_1 + h_0}{h_1 - h_0},$$

где v — средняя скорость вращения цапфы;

h_1 и h_0 — наибольший и наименьший зазоры между пятой и подшипником (рис. III.21, *в*);

$l = \frac{h_1 - h_0}{2}$ — половина стрелы прогиба; как показывают исследования, оптимальное значение $2l = 19$ *мкм*.

Несущая способность подшипника должна быть больше действующей нагрузки.

Момент трения в подпятнике определяется по формуле

$$M_{тр} = 0{,}329\,\frac{(R^4 - r^4)\,\eta n}{h_1 + h_0} \cdot \frac{\theta}{\sqrt{\theta^2 - 1}}.$$

Расчет цилиндрических дифференциальных подшипников с поддувом (статических опор). При расчетах задаются диаметром подшипника $2r$, радиальным зазором δ, длиной подшипника l, давлением газа, подаваемого в кольцевые канавки. Расчет проводят в следующем порядке.

Определяют несущую способность подшипника

$$Q = rlpK_з K_н,$$

где p — граничное давление;
$K_з$ — коэффициент заполнения;
$K_н$ — характеристика нагрузки.

Для определения коэффициентов $K_з$ и $K_н$ **вычисляют** характеристику подшипника χ

$$\chi = \frac{\eta n r}{\delta^2 p},$$

где η — вязкость газа.

При определении коэффициента $K_н$ проводят через точку (соответствующую известному значению χ) на оси абсцисс верхнего графика (рис. III.25) вертикаль до пересечения ее с кривой для определенного значения относительного эксцентриситета $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ (e — эксцентриситет опоры). На пересечении той же вертикали с кривыми для ε нижнего графика находят коэффициент утечки C. Рассчитав отношение $l/2\,Cr$, находят коэффициент заполнения $K_з$.

Для того чтобы вращение вала в подшипниках было устойчивым, т. е. отсутствовала вибрация, необходимо, чтобы стабилизирующая сила P_c подшипника, создаваемая, например, односторонним поддувом воздуха, удовлетворяла условиям:

при $D' > 0$

$$P_c \geqslant \frac{mn^2\delta}{8}(1+\lambda);$$

при $D < 0$

$$P_c \geqslant \frac{\delta n^2}{8}\left[m\lambda(1+\lambda) + \frac{J_x - 2J}{l_1^2}\right],$$

где $D' = m(1-\lambda^2) - \frac{1}{l_1^2}(J_x - 2J)$ — характеристика, определяющая тип вихря (вибрации);
m — масса вала и ротора;
λ — относительное смещение центра ротора от оси x при несимметричном расположении ротора (рис. III.20, *в*);
J, J_x — моменты инерции вала и ротора относительно оси вращения и оси x.
$2l_1$ — расстояние между центрами подшипника;
n — число оборотов ротора.

Расчет пористых статических подпятников. Задаются, исходя из конструктивных соображений, величиной зазора между валом и подпятником δ', давлением на входе в подпятник $p_д$ и материалом подпятника (рис. III.20, *а*). Расчет проводят в следующем порядке.

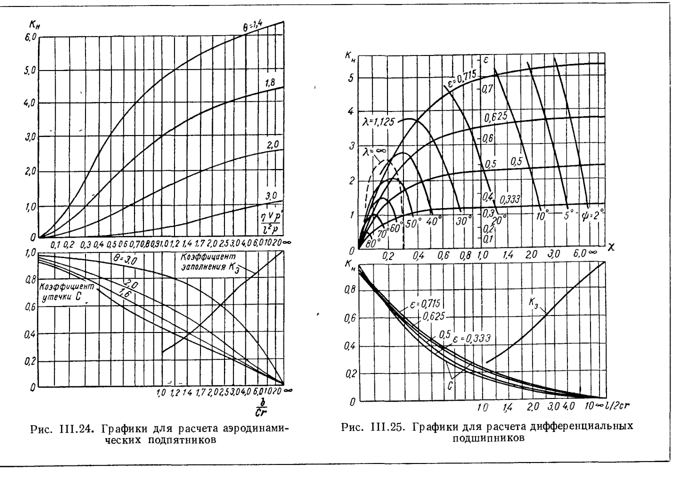


Рис. III.24. Графики для расчета аэродинамических подпятников

Рис. III.25. Графики для расчета дифференциальных подшипников

Определяют несущую способность подшипника

$$Q = rlpK_{з}K_{н},$$

где p — граничное давление;

$K_{з}$ — коэффициент заполнения;

$K_{н}$ — характеристика нагрузки.

Для определения коэффициентов $K_{з}$ и $K_{н}$ **вычисляют** характеристику подшипника χ

$$\chi = \frac{\eta n r}{\delta^2 p},$$

где η — вязкость газа.

При определении коэффициента $K_{н}$ проводят через точку (соответствующую известному значению χ) на оси абсцисс верхнего графика (рис. III.25) вертикаль до пересечения ее с кривой для определенного значения относительного эксцентриситета $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ (e — эксцентриситет опоры). На пересечении той же вертикали с кривыми для ε нижнего графика находят коэффициент утечки C. Рассчитав отношение $l/2\,Cr$, находят коэффициент заполнения $K_{з}$.

Для того чтобы вращение вала в подшипниках было устойчивым, т. е. отсутствовала вибрация, необходимо, чтобы стабилизирующая сила P_c подшипника, создаваемая, например, односторонним поддувом воздуха, удовлетворяла условиям:

при $D' > 0$

$$P_c \geqslant \frac{mn^2\delta}{8}(1+\lambda);$$

при $D < 0$

$$P_c \geqslant \frac{\delta n^2}{8}\left[m\lambda(1+\lambda) + \frac{J_x - 2J}{l_1^2}\right],$$

где $D' = m(1-\lambda^2) - \frac{1}{l_1^2}(J_x - 2J)$ — характеристика, определяющая тип вихря (вибрации);

m — масса вала и ротора;

λ — относительное смещение центра ротора от оси x при несимметричном расположении ротора (рис. III.20, *в*);

J, J_x — моменты инерции вала и ротора относительно оси вращения и оси x.

$2l_1$ — расстояние между центрами подшипника;

n — число оборотов ротора.

Расчет пористых статических подпятников. Задаются, исходя из конструктивных соображений, величиной зазора между валом и подпятником δ', давлением на входе в подпятник $p_д$ и материалом подпятника (рис. III.20, *а*). Расчет проводят в следующем порядке.

ТАБЛИЦА III.4

Формулы для расчета коэффициентов a_p, g_f, потерь мощности на трение N_s и площади проекции F для плоских и конусообразных опор

Коэффициенты, площади и потери мощности на трение	Плоские опоры		Конусообразные опоры	
	с центральной камерой (рис. III.14, *а*) и подачей смазки через отверстие	с кольцевой камерой (рис. III.14, *б*) и подачей смазки через несколько отверстий	с подачей смазки через одно отверстие (рис. III.13, *а*)	с подачей смазки через несколько отверстий (рис. III.13, *б*)
a_p	$\frac{1}{2}\left[\frac{1-\left(\frac{R_0}{R}\right)^2}{\ln\frac{R}{R_0}}\right]$	$\frac{1}{2(R_4^2-R_1^2)}\times$ $\times\left[\frac{R_4^2-R_3^2}{\ln\frac{R_4}{R_3}}-\frac{R_2^2-R_1^2}{\ln\frac{R_2}{R_1}}\right]$	$\frac{1}{2}\left[\frac{1-\left(\frac{R_0}{R}\right)^2}{\ln\left(\frac{R}{R_0}\right)}\right]$	$\frac{1}{2(R_4^2-R_1^2)}\times$ $\times\left[\frac{R_4^2-R_3^2}{\ln\left(\frac{R_4}{R_3}\right)}-\frac{R_2^2-R_1^2}{\ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)}\right]$
g_f	$\frac{\pi}{3}\left[\frac{1}{1-\left(\frac{R_0}{R}\right)^2}\right]$	$\frac{\pi}{6a_p}\left[\frac{1}{\ln\frac{R_4}{R_3}}+\frac{R_2^2-R_1^2}{\ln\frac{R_2}{R_1}}\right]$	$\frac{\pi}{3}\left[\frac{1}{1-\left(\frac{R_0}{R}\right)^2}\right]\sin\alpha$	$\frac{\pi}{6a_p}\left[\frac{1}{\ln\frac{R_4}{R_3}}+\frac{1}{\ln\frac{R_2}{R_1}}\right]\sin\alpha$
F	$\pi(R^2-R_0^2)$	$\pi[(R_4^2-R_1^2)-(R_3^2-R^2)]$	πR^2	$\pi(R_4^2-R_1^2)$
N_s (*н·м/сек*)	$0{,}0012\,\frac{n^2\mu R^4}{5{,}805h}\left[1-\left(\frac{R_0}{R}\right)^4\right]$	$0{,}0012\,\frac{n^2\mu}{5{,}805h}\times$ $\times[(R_2^4-R_1^4)+(R_4^4-R_3^4)]$	$\frac{n^2\mu R^4}{5{,}805h\sin\alpha}\left[1-\left(\frac{R_0}{R}\right)^4\right]$	$\frac{n^2\mu}{5{,}805h\sin\alpha}\times$ $\times[(R_2^4-R_1^4)+(R_4^4-R_3^4)]$

Примечание: α — половина угла конуса опоры.

ТАБЛИЦА III.5

Формулы для расчета коэффициентов a_p, g_f, K_{mp}, потерь мощности на

Коэффициенты, площади и потери мощности на трение	Опора с подачей смазки через одно отверстие (рис. III.11, *а*) и с $R_s = R_в$	Опора с подачей смазки через ряд отверстий (рис. III.11, *б*) и с $R_s = R_в$
a_p	$\dfrac{(\operatorname{tg}^2\theta_4 - \operatorname{tg}^2\theta_3)}{\sin^2\theta_4[\operatorname{tg}^2\theta_4 - \operatorname{tg}^2\theta_3] + \ln\dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_4}{\operatorname{tg}^2\theta_3}}$	$\dfrac{1}{(\sin^2\theta_4 - \sin^2\theta_1)} \times \left[\dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_4 - \operatorname{tg}^2\theta_3}{(\operatorname{tg}^2\theta_4 - \operatorname{tg}^2\theta_3) + \ln\dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_4}{\operatorname{tg}^2\theta_3}} - \dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_2 - \operatorname{tg}^2\theta_1}{(\operatorname{tg}^2\theta_2 - \operatorname{tg}^2\theta_1) + \ln\left(\dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_2}{\operatorname{tg}^2\theta_1}\right)}\right]$
g_f	$\dfrac{\pi\sin^2\theta_4}{3(\operatorname{tg}^2\theta_4 - \operatorname{tg}^2\theta_3)}$	$\dfrac{\pi}{3a_p}\left[\dfrac{1}{(\operatorname{tg}^2\theta_1 - \operatorname{tg}^2\theta_3) + \ln\left(\dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_4}{\operatorname{tg}^2\theta_3}\right)} + \dfrac{1}{(\operatorname{tg}^2\theta_2 - \operatorname{tg}^2\theta_1) + \ln\left(\dfrac{\operatorname{tg}^2\theta_2}{\operatorname{tg}^2\theta_1}\right)}\right]$
F	$\pi R_s^2\sin^2\theta_4$	$\pi R_s^2(\sin^2\theta_4 - \sin^2\theta_1)$
K_{mp}	$\left(\cos^2\theta_4 - \cos^2\theta_3 + \ln\dfrac{\cos^2\theta_3}{\cos^2\theta_4}\right)$	$\left[\cos^2\theta_4 - \cos^2\theta_3 + \ln\left(\dfrac{\cos^2\theta_3}{\cos^2\theta_4}\right) + \cos^2\theta_2 - \cos^2\theta_1 + \ln\left(\dfrac{\cos^2\theta_1}{\cos^2\theta_2}\right)\right]$
N_s (*н·м/сек*)	$\dfrac{n^2\mu R_s^4}{2{,}903\lambda}K_{mp}$	

Примечания: 1. λ — эксцентриситет опоры. 2. Угол θ можно принимать равным 60°.

Определяют несущую способность подшипника

$$Q = rlpK_з K_н,$$

где p — граничное давление;
$K_з$ — коэффициент заполнения;
$K_н$ — характеристика нагрузки.

Для определения коэффициентов $K_з$ и $K_н$ **вычисляют** характеристику подшипника χ

$$\chi = \frac{\eta n r}{\delta^2 p},$$

где η — вязкость газа.

При определении коэффициента $K_н$ проводят через точку (соответствующую известному значению χ) на оси абсцисс верхнего графика (рис. III.25) вертикаль до пересечения ее с кривой для определенного значения относительного эксцентриситета $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ (e — эксцентриситет опоры). На пересечении той же вертикали с кривыми для ε нижнего графика находят коэффициент утечки C. Рассчитав отношение $l/2\,Cr$, находят коэффициент заполнения $K_з$.

Для того чтобы вращение вала в подшипниках было устойчивым, т. е. отсутствовала вибрация, необходимо, чтобы стабилизирующая сила P_c подшипника, создаваемая, например, односторонним поддувом воздуха, удовлетворяла условиям:

при $D' > 0$

$$P_c \geqslant \frac{mn^2\delta}{8}(1+\lambda);$$

при $D < 0$

$$P_c \geqslant \frac{\delta n^2}{8}\left[m\lambda(1+\lambda) + \frac{J_x - 2J}{l_1^2}\right],$$

где $D' = m(1-\lambda^2) - \frac{1}{l_1^2}(J_x - 2J)$ — характеристика, определяющая тип вихря (вибрации);
m — масса вала и ротора;
λ — относительное смещение центра ротора от оси x при несимметричном расположении ротора (рис. III.20, *в*);
J, J_x — моменты инерции вала и ротора относительно оси вращения и оси x.
$2l_1$ — расстояние между центрами подшипника;
n — число оборотов ротора.

Расчет пористых статических подпятников. Задаются, исходя из конструктивных соображений, величиной зазора между валом и подпятником δ', давлением на входе в подпятник $p_д$ и материалом подпятника (рис. III.20, *а*). Расчет проводят в следующем порядке.

7. Поплавковые гироскопы

Общие сведения. Для создания высокопрецизионных гироскопических приборов с малыми погрешностями, высокой вибрационной и ударной прочностью применяют жидкостные подвесы статического типа. Приборы с жидкостными подвесами статического типа называются поплавковыми [107].

В поплавковых гироскопах гироузел погружается в жидкость, а центрирование узла производится с помощью механических или

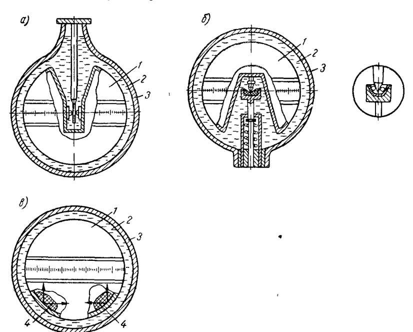


Рис. III.26. Плавающие гироскопы

электромагнитных устройств. Жидкость повышает вибрационную и ударную прочность приборов, используется для получения требуемого демпфирования, разгружает почти полностью опоры, уменьшая тем самым потери на трение. Поддерживающая жидкость должна иметь повышенный удельный вес, малую вязкость, сохраняющуюся неизменной в процессе работы, малый температурный коэффициент объемного расширения, должна быть химически нейтральной по отношению к материалам, применяемым в приборах, и т. д.

Принципиальные схемы поплавковых гирокомпасов с различными типами опор для центрирования изображены на рис. III.26. В гирокомпасе чувствительный элемент *1* с помещенным внутри него гиромотором целиком погружен в жидкость *2*, заполняющую

цилиндр (корпус прибора) *3*. Чувствительный элемент может центрироваться с помощью цилиндрических подшипников, шариков, пары керн — подпятник, высокопрецизионных малогабаритных шарикоподшипников, торсионных подвесов и т. д.

На рис. III.26, *а* показано центрирование с помощью стержня (оси), одним концом закрепляемого в верхней части прибора, и цилиндрического рубинового подшипника скольжения или шариков, которые помещаются в центре вращения плавающей системы.

В конструктивном варианте, изображенном на рис. III.26, *б*, центрирование производится с помощью пары керн — подпятник или малогабаритных шарикоподшипников. Подпятник, изготовляемый из агата или корунда, или малогабаритный шарикоподшипник завальцовывается в колонку, которая неподвижно укрепляется в корпусе прибора.

Потери на трение в опорах компасов очень малы, но при значительных вибрациях и качке они могут служить источниками появления девиации. Чтобы устранить возникновение девиации, применяют гирокомпасы с так называемым электромагнитным дутьем (рис. III.26, *в*).

Чувствительный элемент *1* гирокомпаса выполняется в виде герметически закрытого шара, внутри которого помещены гиромоторы. Гиросфера (шар) полностью погружена в поддерживающую жидкость *2* и плавает в ней. Центр тяжести гиросферы шара обычно ниже ее геометрического центра или точки подвеса примерно на 0,7 *см*. Остаточный вес гиросферы в поддерживающей жидкости составляет около 30—40 *г*. Чтобы шар не только не тонул, но и был центрирован в следящей сфере как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях, применяется «электромагнитное дутье», которое устроено следующим образом [64]. Внутри нижней половины гиросферы уложена обмотка катушки дутья *4*, по которой проходит переменный ток. Этот ток индуктирует в алюминиевом (или медном) теле внешней сферы *3* соответствующие вихревые токи, которые отталкивают от себя катушку переменного тока, т. е. гиросферу. Устройство работает автоматически; если, например, жидкость охладится и гиросфера начнет подниматься, отталкивание уменьшится и под влиянием своего остаточного веса гиросфера опустится до прежнего положения, и наоборот.

Горизонтальные составляющие отталкивания центрируют гиросферу в горизонтальных направлениях. Зазор между гиросферой и следящей сферой составляет примерно 4—8 *мм*. Электромагнитное дутье обеспечивает центрирование гиросферы с точностью ± 1 *мм*.

Передача в гиросферу тока (для питания гиромоторов, катушки электромагнитного дутья и т. д.) производится через поддерживающую жидкость. В рассмотренном приборе отсутствуют контактные системы, следовательно, система свободна от механического трения. Для гирокомпасов применяется, например, следующий состав

поддерживающей жидкости: дистиллированная вода, глицерин, салициловая кислота. Удельный вес такой смеси около 0,0102 *н/см*³ (при 20° С). Соотношение между компонентами жидкости зависит от веса подвижной части гирокомпаса.

К поплавковым гироскопам относятся также двухстепенные приборы (интегрирующие и дифференцирующие) и трехстепенные, например курсовой гироскоп фирмы «Арма».

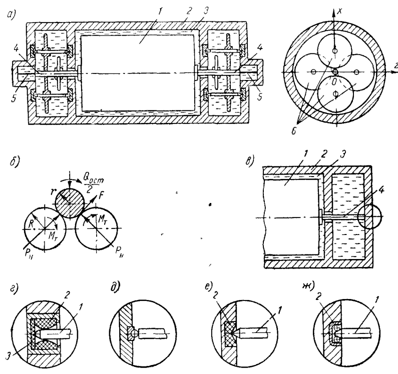


Рис. III.27. Поплавковые гироскопы

На рис. III.27, *а*, *в* приведены принципиальные схемы поплавковых приборов. Герметически закрытый цилиндр *1* с помещенным в него гиромотором образует гироузел, который находится в резервуаре (корпусе) *2*, заполненном жидкостью *3*. Внутренняя часть цилиндра, который называют поплавком, иногда заполняется газом, например гелием. Зазор между поплавком и цилиндрической частью кожуха мал и составляет примерно 0,2 *мм*. На осях поплавка могут быть смонтированы роторы датчиков углов и моментов, статоры которых закрепляются в корпусе прибора. Гироузел с помощью специальных устройств подвергается тщательной балансировке с таким расчетом, чтобы центр тяжести совпадал с центром давления (центром тяжести вытесненной жидкости).

поддерживающей жидкости: дистиллированная вода, глицерин, салициловая кислота. Удельный вес такой смеси около 0,0102 *н/см*^{3} (при 20° С). Соотношение между компонентами жидкости зависит от веса подвижной части гирокомпаса.

К поплавковым гироскопам относятся также двухстепенные приборы (интегрирующие и дифференцирующие) и трехстепенные, например курсовой гироскоп фирмы «Арма».

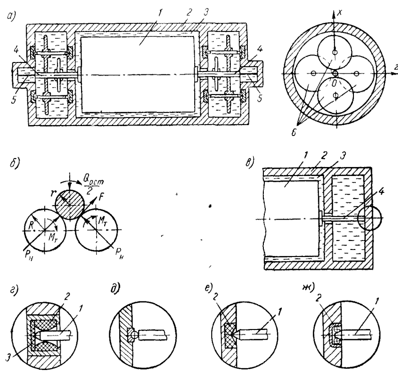


Рис. III.27. Поплавковые гироскопы

На рис. III.27, *а*, *в* приведены принципиальные схемы поплавковых приборов. Герметически закрытый цилиндр *1* с помещенным в него гиромотором образует гироузел, который находится в резервуаре (корпусе) *2*, заполненном жидкостью *3*. Внутренняя часть цилиндра, который называют поплавком, иногда заполняется газом, например гелием. Зазор между поплавком и цилиндрической частью кожуха мал и составляет примерно 0,2 *мм*. На осях поплавка могут быть смонтированы роторы датчиков углов и моментов, статоры которых закрепляются в корпусе прибора. Гироузел с помощью специальных устройств подвергается тщательной балансировке с таким расчетом, чтобы центр тяжести совпадал с центром давления (центром тяжести вытесненной жидкости).

Дисковые опоры поплавкового гироскопа. Принципиальная конструктивная схема поплавкового прибора с дисковыми опорами изображена на рис. III.27, *а*. Гироузел установлен в корпусе прибора на цапфах *4*. Все свободное внутреннее пространство прибора заполнено жидкостью *3*. К цапфам прикреплены растяжки *5*, предназначенные для предотвращения смещения гироузла в направлении оси вращения. Концы растяжек укреплены в корпусе прибора неподвижно. Цапфы опираются на диски *6*, которые предохраняют прибор от смещения в направлении осей OX и OZ. Диски, в свою очередь, установлены на подшипниках из агата, корунда, рубина или на малогабаритных шарикоподшипниках. Поскольку при монтаже возможны перекосы осей и другие погрешности, поверхности дисков обычно выполняются сферическими, с малыми радиусами закругления.

Величину сопротивления вращению гироузла можно подсчитать по выражению

$$M_{сопр} = M_1 + M_{2p} + M_3,$$

где M_1 — момент трения между гироузлом и жидкостью;
M_{2p} — момент упругих сил в растяжках;
M_3 — момент сопротивления повороту цапф.

Момент трения между гироузлом и жидкостью можно подсчитать по выражению [5; 112]

$$M_1 = -\mu' R_1 \frac{US}{h_0}, \quad \text{(III.21)}$$

где μ' — вязкость жидкости;
R_1 — наружный радиус поплавка;
$U = \Omega_1 R_1$; Ω_1 — угловая скорость принудительного вращения (поворота) поплавка;
h_0 — средняя толщина слоя жидкости;
$S = 2\pi R_1 l$ — площадь цилиндрической поверхности поплавка.

Размеры растяжек (рис. III.27, *а*) должны быть подобраны таким образом, чтобы растяжки обеспечивали минимальное сопротивление поворотам и обладали соответствующей прочностью. Эти размеры зависят от величины остаточного веса поплавкового прибора, который, в свою очередь, зависит от возможного температурного расширения жидкости и гироузла, возникающего вследствие изменений температуры в приборе. Остаточный вес поплавкового прибора можно подсчитать по выражению

$$Q_{ост} = Q(A'\Delta T_1 - A''\Delta T_2),$$

где Q — вес поплавка;
ΔT_1 и ΔT_2 — изменение температуры жидкости и поплавка;
A' и A'' — коэффициенты объемного расширения жидкости и поплавка.

1262—9

Если ожидается большой остаточный вес прибора, то предпочтительнее применять растяжки, имеющие прямоугольное сечение*.

Величина момента упругих сил в растяжках может быть рассчитана по уравнению (III.19). Необходимо определить также напряжения, возникающие в сечениях растяжек от действующих усилий, и сравнить их с допускаемыми, т. е. произвести проверку растяжек на прочность.

Расчет момента сил сопротивления движению ($M_з$) цапфы по дискам производится на основании следующих соображений. Рассматривая наихудший случай соприкосновения цапфы с дисками (рис. III.27, *б*), можно найти нормальное давление $P_н$ между цапфой и диском по выражению

$$P_н = \frac{Q_{ост}}{4 \cos 45^\circ} = \frac{Q_{ост}}{2,8}.$$

Чтобы повернуть цапфу, к ней должен быть приложен момент $M_ц$, необходимый для преодоления момента сил трения в опорах диска и момента сопротивления для перекатывания цапфы по диску,

$$M_ц = 2Fr + 2\frac{Q_{ост}}{2,8}\delta,$$

где F — сила, равная $\frac{2M_т}{R}$; R — радиус диска; $M_т$ — момент трения в опорах диска;
r — радиус цапфы;
δ — коэффициент трения качения.

Общий момент сил трения в двух цапфах определяется как удвоенный момент $2M_ц$, т. е.

$$M_з = 2M_ц = 4\left(Fr + \frac{Q_{ост}}{2,8}\delta\right).$$

Чтобы уменьшить момент сопротивления вращению цапфы, необходимо уменьшить радиус цапфы r, однако при его уменьшении увеличиваются напряжения смятия в месте контакта цапфы с диском, которые рассчитываются и сравниваются с допускаемыми.

Величина момента трения в опорах дисков зависит от типа опоры. Если применяются опоры типа керн—подпятник и цапфа помещена между дисками без зазора, то момент трения приближенно можно рассчитать по уравнению

$$M_т = 2Q'r_к f,$$

где $r_к$ — радиус керна;
Q' — усилие, действующее на керн и равное геометрической сумме половины веса диска и половины нормальной составляющей $P_н$;
f — коэффициент трения.

* Подробно о расчете растяжек см. п. 3 гл. III.

7. Поплавковые гироскопы

Общие сведения. Для создания высокопрецизионных гироскопических приборов с малыми погрешностями, высокой вибрационной и ударной прочностью применяют жидкостные подвесы статического типа. Приборы с жидкостными подвесами статического типа называются поплавковыми [107].

В поплавковых гироскопах гироузел погружается в жидкость, а центрирование узла производится с помощью механических или

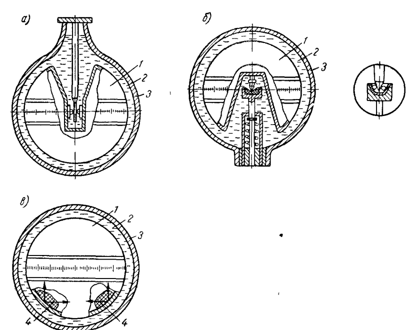


Рис. III.26. Плавающие гироскопы

электромагнитных устройств. Жидкость повышает вибрационную и ударную прочность приборов, используется для получения требуемого демпфирования, разгружает почти полностью опоры, уменьшая тем самым потери на трение. Поддерживающая жидкость должна иметь повышенный удельный вес, малую вязкость, сохраняющуюся неизменной в процессе работы, малый температурный коэффициент объемного расширения, должна быть химически нейтральной по отношению к материалам, применяемым в приборах, и т. д.

Принципиальные схемы поплавковых гирокомпасов с различными типами опор для центрирования изображены на рис. III.26. В гирокомпасе чувствительный элемент *1* с помещенным внутри него гиромотором целиком погружен в жидкость *2*, заполняющую

Керновые опоры. Принципиальная схема прибора с центрирующими керновыми опорами изображена на рис. III 27, *г*. Опора состоит из кернов *1*, неподвижно соединенных с гироузлом, и подпятников *2*, которые запрессованы в корпусе прибора. Подпятник обычно выполняется из агата, корунда или рубина. Величина момента сопротивления в поплавковом приборе может быть рассчитана по выражению

$$M_{conp} = M_1 + 2M_2'',$$

где M_2'' — момент трения в керновых опорах.

Высокопрецизионные малогабаритные шарикоподшипники. Для получения относительно высокой точности центрирования поплавкового гироскопа можно рекомендовать в качестве механических опор малогабаритные шарикоподшипники. Принципиальная схема поплавкового гироскопа с малогабаритными шарикоподшипниками приведена на рис. III.27, *ж*.

Для центрирования могут быть применены радиальные или радиально-упорные (чашечного типа) шарикоподшипники. Оси *1*, прикрепленные к гироузлу, вставляются в шарикоподшипники *2*, которые запрессовываются в корпус прибора. В радиальных шарикоподшипниках плоский конец оси может опираться на шарик.

Величина момента сопротивления в поплавковом приборе может быть рассчитана по выражению

$$M_{conp} = M_1 + 2M_{2n},$$

где M_{2n} — момент трения в малогабаритных шарикоподшипниках.

Анализ конструктивных вариантов опор для поплавковых гироскопов, а также эксплуатация приборов позволяют сделать ряд заключений.

Чтобы уменьшить потери на трение и повысить точность приборов, необходимо остаточный вес поплавка, возникающий вследствие температурных изменений, свести к минимуму. С этой целью в приборах следует предусматривать автоматические устройства, которые поддерживали бы температуру жидкости и деталей постоянной, или применять материалы, малочувствительные к изменению температуры, тщательно заполнять прибор жидкостью, избегая появления воздушных пузырьков, и т. д.

Если требуется высокая точность центрирования при малом остаточном весе, можно рекомендовать конструкцию поплавкового гироскопа с магнитным подвесом и малогабаритные высокопрецизионные шарикоподшипники, поскольку, как показывают эксперименты, такая конструкция будет не только иметь малый момент сил трения, но и хорошо противостоять воздействию вибрации, ударов и тряски.

В тех случаях, когда будет иметь место большой статический вес, а следовательно, можно ожидать увеличения моментов трения, следует применять конструкции, приведенные на рис. III.27, *а*

уменьшения момента сил трения движения примерно в 30 раз необходимо, чтобы скорость подшипников была выше средней окружной скорости цапфы примерно в 20—25 раз.

При вертикальном расположении оси зависимость величины M_∂/M_c от средней скорости движения пластины v_n несколько выше, чем полученная теоретически. На рис. II.32 приведена экспериментальная кривая (штриховая линия) и теоретическая кривая (сплошная линия) изменения отношения M_∂/M_c от средней скорости дви-

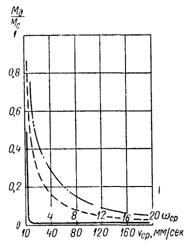


Рис. II.32. Зависимость величины $\frac{M_\partial}{M_c}$ от скорости движения опорной поверхности пяты

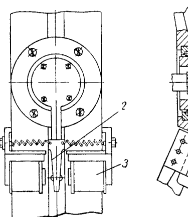


Рис. II.33. Схема привода к подшипнику, кольца которого колеблются на небольшой угол

жения пластины при контакте шарика с пластиной, совершающей возвратно-поступательное движение.

Для опор трения качения метод принудительного движения вдоль оси вращения цапфы может быть использован только в специальных подшипниках с гладкой втулкой.

Экспериментальными исследованиями установлено, что в опорах трения качения величина M_∂/M_c снижается значительно меньше, чем в опорах трения скольжения. Момент сил трения трогания в опорах трения качения снижается при наличии движения наружного кольца максимум в 2,5 раза, а момент сил трения движения — в 1,5—2 раза.

Рассмотрим вращение или колебание подшипника в направлении вращения цапфы. Движение наружного кольца подшипников может быть разным: непрерывное вращение в разные стороны, колебательное движение в разные стороны с углом $\alpha < 360°$ или $\alpha > 360°$, колебательное движение обоих подшипников в одном направлении с углом $\alpha < 360°$.

На рис. III.28, *д* приведена схема магнитной опоры, у которой подвижная система поддерживается во взвешенном состоянии за счет взаимодействия кольцевых постоянных магнитов *1*, *2* из бариевого феррита, укрепляемых на оси и в корпусе прибора. Магниты обращены друг к другу одноименными полюсами.

Схема магнитной опоры, которая использует силы притяжения постоянных магнитов кольцевого типа, приведена на рис. III.28, *е*. Опора состоит из магнитов *1*, *2*, укрепляемых на оси *3* и в корпусе прибора *4*.

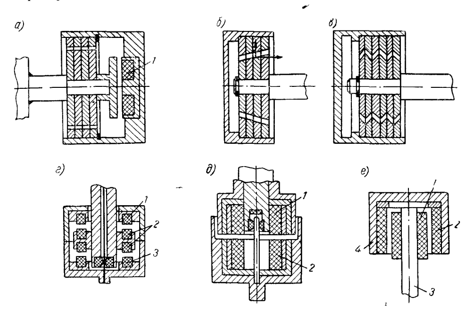


Рис. III.28. Опоры с постоянными магнитами

Центрирование подвижных систем в магнитных опорах, изображенных на рис. III.28, *г*, *д*, *е*, производится с помощью цапф малого радиуса, графитовых втулок или растяжек.

Для определения параметров опор необходимо произвести расчет постоянных магнитов. Опоры с постоянными магнитами применяются в приборах с относительно небольшим весом подвижной системы.

Опоры с электромагнитами. Конструктивные схемы опор с электромагнитами приведены на рис. III.29. Опора (рис. III.29, *а*) состоит из двух электромагнитов *1*, *2*, неподвижно укрепленных в корпусе прибора *3*, и колец из феррита *4*. Центрирование подвижной системы и предохранение от смещений в осевом направлении производится за счет составляющих магнитных сил F_1, F_2 и F_3, F_4. Зазор между ротором и статором равняется 0,0125—0,025 *мм*.

Наибольшие нормальные напряжения в сечении ленты

$$\sigma_{max} = \frac{E\psi^2 b^2}{12l^2} + \frac{Q}{bh};$$

в сечении круглого подвеса

$$\sigma_{max} = \frac{E\tau_{max}^2}{4G^2} + \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{Ed^2\psi^2}{16l^2} + \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

Величина максимальных касательных напряжений для прямоугольного сечения при $\frac{b}{h} > 10$ определяется по уравнению

$$\tau_{max} = \frac{\psi}{l} hG;$$

для круглого сечения

$$\tau_{max} = \frac{G}{2} d \frac{\psi}{l}.$$

Результирующие напряжения в сечении

$$\sigma_p = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4\tau_{max}^2} \leqslant [\sigma].$$

Допускаемые напряжения для подвесов и растяжек в зависимости от коэффициента запаса, который берется от 2 до 4, могут быть выбраны в следующих пределах: для оловянисто-цинковой бронзы Бр. ОЦ 4-3 — 280 ÷ ÷ 550 *н/мм²*, для бериллиевой бронзы Бр. Б2 — 400 ÷ 800 *н/мм²*; для платино-серебряного сплава ПлСр 20 — 500 ÷ 1000 *н/мм²*; для кобальт-никелевых сплавов К40НХМВ — 750 ÷ 1500 *н/мм²*.

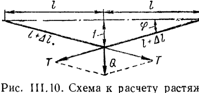


Рис. III.10. Схема к расчету растяжки, расположенной горизонтально

В зависимости от выбранного отношения $\frac{b}{h} = K_1$ меняется величина противодействующего момента. Оптимальное отношение b/h, при котором противодействующий момент будет наименьшим, можно получить, если в уравнение (III.19) подставить K_1 и $S = bh$ и найти минимум функции; при этом

$$K_{1\,опт} \approx 2\sqrt{\frac{GS}{Q}}.$$

При горизонтальном расположении растяжек (рис. III.10) натяжение их определяется так

$$T = \frac{Q}{2\sin\varphi}.$$

В связи с недопустимостью большого прогиба f угол φ мал и

$$\sin\varphi \approx \operatorname{tg}\varphi \approx \frac{f}{l}.$$

Восстанавливающий момент одной пластины будет равен

$$M_n = \frac{\cos\alpha\,(r_1 - \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha} P_x \psi. \qquad (III.9)$$

При $r_1 = \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha$ и $\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha \neq 0$ восстанавливающий момент равен нулю.

Учитывая уравнение (III.8), можно записать условие нулевого противодействующего момента

$$\mathrm{tg}\,\frac{l}{\lambda} = \frac{\frac{l}{\lambda}}{\frac{r_1 r_2}{l^2}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^2 - 1}. \qquad (III.10)$$

Так как $\mathrm{tg}\,l/\lambda$ является периодической функцией, то уравнение (III.10) имеет бесконечное число решений для l/λ.

Если при графическом решении уравнения (III.10) принять самое меньшее значение для l/λ, соответствующее $M_n = 0$, и задаться величиной отношения радиусов r_1 и r_2 (для данного частного решения $r_1 = r_2$), то $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ и расчетное уравнение запишется в виде

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{Eh^2}{16{,}3\sigma}}. \qquad (III.11)$$

Необходимо отметить, что величина усилия P_x будет меняться в процессе работы с изменением температуры и угла ψ, так как при этом изменяется длина пластин. Если по приведенным уравнениям рассчитать опору таким образом, чтобы противодействующий момент в ней был равен нулю, то при работе опоры за счет отклонения усилия P_x от расчетной величины в опоре будет иметь место небольшой противодействующий момент, который уменьшается с изменением угла отклонения ψ.

Этот недостаток можно исключить, если с одной стороны поставить опору, у которой сила P_x растягивает пластины, а с другой — сжимает их. Такая комбинированная опора при правильном подборе размеров может иметь нулевой противодействующий момент в определенных пределах изменения угла ψ и не изменять этого момента при изменении температуры окружающей среды.

На рис. III.9, *б* представлены зависимости изменения общего момента $\frac{l}{EJ\psi} = M_n$ в функции отношения P_x/P_{x0}, вычисленные на основании уравнений (III.3), (III.4), (III.8), (III.9) для растянутых пластин (кривая *1*) и при $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ для сжатых пластин (кривая *2*). Через P_{x0} обозначается растягивающее усилие при $M_n = 0$.

ГЛАВА IV

УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ ЭНЕРГИИ

1. Общие сведения

Устройства для передачи энергии должны обеспечивать надежную работу прибора в сложных атмосферных и динамических условиях. Температура среды, в которой работают приборы, может изменяться от —60 до +60° С при относительной влажности от 10 до 90%. Иногда температура окружающей среды может достигать 200° С. Основания, на которых устанавливаются приборы, подвергаются вибрационным перегрузкам до 10 *g* в диапазоне от 10 до 200 *гц*, иногда до 1500—2000 *гц*. Ударные и линейные перегрузки достигают 6—10 *g*.

Как отмечалось в предыдущих главах, точность работы гироскопического прибора определяется моментами сопротивления на осях карданова подвеса. Поэтому обеспечение наименьшего момента сопротивления является основным из требований, предъявляемых ко всем вспомогательным устройствам, необходимым для обеспечения нормальной работы прибора. В соответствии с этим требованием качество устройства для передачи различных видов энергии оценивается по величине суммарных моментов сопротивления, создаваемых им на осях подвеса чувствительного элемента прибора.

В приборах, чувствительным элементом которых является гироскоп с тремя степенями свободы, поворот наружной рамки карданова подвеса в процессе работы может составлять 360°. При отсутствии следящей системы устройства для передачи энергии должны быть конструктивно выполнены таким образом, чтобы обеспечить поворот рамки на 360°.

В настоящее время наибольшее распространение имеют гироскопические приборы с электрическим и пневматическим питанием.

2. Устройства для подводки электрического питания

Для питания современных гироскопических приборов используется постоянный и переменный ток.

На самолетах в системах постоянного тока принят стандарт напряжения 28 *в* при питании от генератора и 24 *в* при питании от

аккумулятора; переменный ток имеет стандартное напряжение 36 *в* при частоте 400 *гц*. В ракетной технике используется переменный ток 500 *гц*, 40 *в*. В последние годы используется переменный ток частотой до 1000 *гц*. В морском флоте для питания гироскопических приборов используется постоянный ток напряжением 110 *в* и

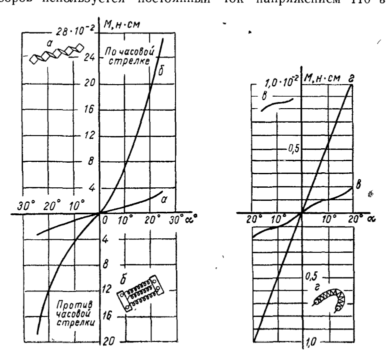


Рис. IV.1. Некоторые токоподводы и их характеристики: *а* — плоский проводник из медной ленты, покрытой оловом, толщиной 0,05 *мм*, шириной 2 *мм*; длина ленты в растянутом состоянии 115 *мм*, размер гофра 7 *мм*; *б* — три цилиндрические пружины из оловянисто-фосфористой бронзы; диаметр проволоки 0,15 *мм*, наружный диаметр пружины 2,5 *мм*, шаг 0,45 *мм*, длина пружины 20 *мм*; *в* — пучок из 12 канителек (каждая из канителек представляет собой медную проволочку диаметром 0,03 *мм* и длиной 25 *мм*); *г* — гибкий проводник из 25 медных проволочек диаметром 0,05 *мм* каждая, помещенных в шелковую оплетку; длина проводника 40 *мм*

переменный ток напряжением 120 *в* и частотой 330 *гц*, 500 *гц*, 1000 *гц*.

Современные гироскопические электрические приборы являются сложнейшими электромеханическими системами с множеством электрических элементов. В практике конструктору приходится сталкиваться с необходимостью передать с корпуса прибора на наружное кольцо карданова подвеса большое число электрических

сигналов. При этом сохраняются требования минимального момента сопротивления, надежности контакта и изоляции, малых габаритов. Работа в сложных атмосферных условиях обусловливает необходимость особо надежной изоляции и контакта в местах сочленений. При высоких частотах тока изоляция должна иметь повышенную изоляционную прочность. Допустимый нагрев токопередающих устройств составляет 70—80° С.

По создаваемым моментам сопротивления токопередающие устройства, применяемые в гироскопических системах, можно разделить на три группы.

1. Токопередающие устройства, создающие момент сопротивления, пропорциональный углу поворота рамок подвеса. К этой группе относятся: плоский токоподвод, токоподвод в виде спиральной пружинки, токоподвод в виде цилиндрических пружинок, а также с некоторыми допущениями гибкий проводник и «канительки».

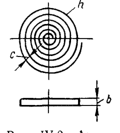


Рис. IV 2. Архимедова спираль:
c — расстояние между витками, h — толщина пружинки; b — ширина пружинки

2. Токопередающие устройства, создающие момент сопротивления, не зависящий от угла поворота рамок подвеса. К этой группе относятся все виды скользящих контактов, центральные контакты, ртутные токопередающие устройства.

3. Токопередающие устройства, создающие момент сопротивления, пропорциональный скорости вращения.

Токопередающие устройства с моментом сопротивления, пропорциональным углу поворота. Момент сопротивления токопередающих устройств этой группы в основном определяется упругими свойствами токопередающих элементов. На рис. IV.1 приведены зависимости моментов сопротивления некоторых токоподводов этой группы от угла поворота рамки подвеса.

Противодействующий момент токоподвода, выполненного в виде спиральной пружинки (рис. IV.2), для заданных габаритов может быть определен по формуле [114]

$$M_{\min} = \frac{Ebch^3_{\min}}{3\pi (D_1^2 - D_2^2)} \alpha,$$

где E — модуль упругости;
D_1 — внешний диаметр пружинки;
D_2 — внутренний диаметр пружинки;
b — ширина пружинки;
c — заданное расстояние между витками;
α — угол закручивания пружинки;
$h_{\min}$ — минимальная толщина пружинки.

Для изготовления таких пружин выбирают материалы с наименьшим удельным сопротивлением ρ: кадмиевую медь, серебро,

специальные сплавы меди (фосфористая бронза, бериллиевая бронза, латунь, нейзельберг, куниаль и др.). Отношение l/h (l — длина спирали) колеблется в пределах 1200—3000. Большие значения l/h выбираются для пружин с малым механическим моментом сопротивления [при $M = (9,8 \div 19,6)\ 10^{5}$ *н·м* это отношение равно 3000]. Наименьший момент сопротивления создают канительки, наибольший — цилиндрические пружинки.

Токопередающие устройства с моментом сопротивления, не зависящим от угла поворота рамок подвеса. Для токопередающих устройств контактного типа, относящихся к этой группе, величина момента сопротивления в основном определяется контактным давлением. Конструкции токопередающих устройств этой группы и характерные зависимости моментов сопротивления от контактного давления для некоторых из них приведены в таблице. Скользящие контакты 1 и 2 применяются в тех случаях, когда необходимо обеспечить неограниченную свободу вращения гироскопа и передать питание по многим каналам. Эти токоподводы представляют собой сочетание контактной поверхности и щетки, выполненной в виде круглой или плоской металлической пружины.

Иногда конструкция скользящего контакта выполняется в виде разжимной скобы с загнутыми внутрь концами, к которым припаяны два платиновых контакта-проволочки, охватывающих контактное кольцо (см. таблицу, контакт 2). Обычно контактное кольцо располагается на оси вращения внутренней или наружной рамки карданова подвеса, а щетка крепится на наружной рамке или корпусе прибора. Для обеспечения надежного контакта необходимо тщательно подбирать материалы контактной пары, обеспечивать хорошую пришлифовку контактных поверхностей и достаточное контактное давление.

Так как материалы, из которых изготовляются контактные щетки малогабаритных токопередающих устройств, как правило, выбираются по их электрическим, а не механическим параметрам, такие щетки не всегда обеспечивают в течение продолжительного времени достаточное давление. Поэтому в некоторых случаях контактную щетку делают составной, состоящей из собственно контакта и из упругой пружинки. Для контактной цилиндрической щетки диаметром 0,15—0,2 *мм* можно использовать сплав ПДИ-18, а пружинящая часть контакта может быть выполнена из бронзовой ленты марки Бр. КМц3-1,7 толщиной 0,1—0,15 *мм*.

Для скользящих контактов лучшими контактными парами считаются: серебряный сплав СрНМ-2-20 (кольцо) — серебро СР-99,9 (контакт), нержавеющая сталь Х17Н2 (кольцо) — серебро СР-99,9 (контакт). Могут быть использованы никелевые или латунные посеребренные кольца, медные посеребренные щетки. Чистота контактных поверхностей должна соответствовать 8—12-му классам.

При большом давлении на щетку уменьшается электрическое сопротивление скользящего контакта и, следовательно, потери

ТАБЛИЦА

Токопередающие устройства

№ п/п	Наименование контакта	Конструкция	Момент сопротивления
1	Скользящий (неограниченной свободы вращения)		
2	Скользящий (с цилиндрическими щеточками)		

Продолжение

№ п/п	Наименование контакта	Конструкция	Момент сопротивления
3	Кольцевой коллектор		Контактное давление не менее $(1{,}5-2)\,10^{-2}$ *н*
4	Контактные кольца		—

Продолжение

№ п/п	Наименование контакта	Конструкция	Момент сопротивления
5	Одинарный центральный		
6	Двойной центральный		

Продолжение

№ п/п	Наименование контакта	Конструкция	Момент сопротивления
7	Набор центральных контактов (гребенчатых точечных)		—
8	Скользящий (для гироскопов с двумя степенями свободы)	Контакт; Контактная пружина; Гироскоп; ВК	—

Продолжение

№ п/п	Наименование контакта	Конструкция	Момент сопротивления
9	Ртутный	1 2 3	—
10	Реостатный скользящий		M_1 0,3 10^{-2} 0,2 0,1 0 2 0,4 0,6 0,8 1,0 10^{-2} н

электрической мощности, но увеличивается трение. При малых давлениях используется не вся контактная поверхность. Это приводит к перегреву контакта, а в отдельных случаях — к полному разрыву цепи.

Переходное сопротивление контактов может быть определено по формуле [4; 83]

$$R_n = \frac{a_0}{P_\kappa^{b_0}}\ ом,$$

где P_κ — усилие, с которым прижимается контакт (контактное давление);

a_0 — коэффициент, зависящий от материала, чистоты поверхности и формы контакта;

b_0 — показатель, зависящий от формы контакта.

Величины a_0 и b_0 составляют: $a_0 = 0{,}06$ — точечные серебряные контакты; 0,14—0,175 — точечные медные контакты; 0,09—0,28 — плоские медные контакты; $b_0 = 0{,}5$ — точечные контакты; 0,5—0,7 — линейные контакты; 1,0 — плоские контакты.

Таким образом, переходное сопротивление контактов зависит от материала контакта, контактного давления, чистоты обработки контактной поверхности.

Максимальный ток, пропускаемый через контакт,

$$I_{\max} = \frac{\left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}\right)}{R_n} u_\kappa a.$$

Ниже приведены значения допускаемого длительного напряжения u_κ в *в* для различных материалов.

Медь	0,09—0,13
Серебро	0,08—0,10
Золото	0,08—0,14
Платина	0,22—0,40
Вольфрам	0,12—0,25

Сечение контактных щеток выбирается в зависимости от допустимой для выбранного материала плотности тока. Пружины рассчитываются на требуемое контактное давление. Для обеспечения надежной работы контактов, передающих токи до 2—3 *а*, контактное давление должно быть не менее (24,5—29,4) 10^{-2} *н*.

При необходимости передачи электрического тока по многим каналам используются кольцевые коллекторы 3 и контактные кольца 4 (см. таблицу). Моменты сопротивления, создаваемые такими токоподводами, весьма значительны. При использовании токоподводов в виде контактных колец необходимо иметь в виду, что они создают электрические помехи.

Малым моментом сопротивления обладают гребенчатые точечные контакты 7 (см. таблицу), но они ограничивают поворот чувствительного элемента углом ± 150°. Одинарные и двойные

центральные контакты 5 и 6 создают моменты сопротивления (0,03—0,07) 10^{-4} *н·м*, но находят применение только в случае передачи одной или двух фаз. При контактном давлении до (29,4—39,2) 10^{-2} *н* в точечной контактной паре целесообразно использовать один контакт конической формы, другой — плоской; при давлениях бо́льших (29,4—39,2) 10^{-2} целесообразны пары: полушар — полушар, плоскость — плоскость. Размеры контактов выбираются в зависимости от величины предельно допустимого тока.

Собственно контакты изготовляются из сплавов золото — серебро — платина (платина — иридий, серебро — медь, композиция серебро — окись кадмия). В связи с дефицитностью платины широко используются сплавы на основе палладия: с иридием — ПДИ, серебром — ПДС, родием — ПДР, серебром и кобальтом — ПДСК. Родий используется в виде электролитических покрытий толщиной 2,5—5 *мкм*, наносимых на подслой серебра. Такое покрытие обладает постоянным контактным сопротивлением, хорошей износоустойчивостью, но неприменимо в условиях дугообразования.

Для изготовления контактных пружин используются бронзы, обладающие высокой упругостью и электропроводностью: Бр. КМц 3-1,7; Бр. ОФ 6,5-0,15; Бр. Б2. Оловянно-фосфористые бронзы Бр. ОФ 6,5-0,15; Бр. ОФ 4-0,25 и оловянно-цинковые Бр. ОЦ 4-3 антимагнитны, обладают хорошей электропроводностью. Они выпускаются в виде ленты толщиной 0,1—2 *мм* при ширине 10—300 *мм* (ГОСТ 1761—50) и проволоки диаметром 0,1—4 *мм* (ГОСТ 5221—50). Бериллиевые бронзы Бр. Б2, Бр. Б2,5 (ГОСТ 493—54) выпускаются в виде лент и полос (ГОСТ 1789—60) толщиной 0,1—1,5 *мм* и шириной 10—300 *мм*.

Токопередающие устройства, создающие момент сопротивления, пропорциональный скорости вращения. Значительное уменьшение моментов сопротивления в гироскопических приборах достигается подвесом чувствительного элемента в жидкость. При таком подвесе электропитание чувствительного элемента может осуществляться либо с помощью металлических проводников, либо через жидкость. При использовании поддерживающей жидкости в качестве токоподвода питание гиромотора можно производить только переменным током, так как постоянный ток вызывает электролиз.

На рис. IV.3, *а* представлена гиросфера гирокомпаса типа «Курс», плавающая в рабочем состоянии в жидкости, заполняющей пространство между гиросферой и следящей сферой. Такой подвес создает момент сопротивления, пропорциональный скорости вращения чувствительного элемента.

Поддерживающая жидкость, используемая в качестве токоподвода, обычно имеет следующий состав: в морских гирокомпасах — 80% дистиллированной воды, 20% глицерина и на один литр жидкости для электропроводности добавляют 2 *г* салициловой кислоты; в маркшейдерских гирокомпасах — 30% дистиллированной воды,

70% метилового спирта и на один литр жидкости добавляют 5 *г* буры для придания жидкости электропроводящих свойств.

В работах Л. Б. Сокольского указывается, что при использовании поддерживающей жидкости в качестве токоподвода в зазоре между электродами происходят падение напряжения $\Delta u \approx 15 \div 5\%\ u_{ном}$ и утечка тока $\Delta I = 15 \div 30\%\ I_{ном}$. Первые цифры относятся к пусковому режиму, когда жидкость не нагрета; вторые — к установившемуся режиму при рабочей температуре жидкости.

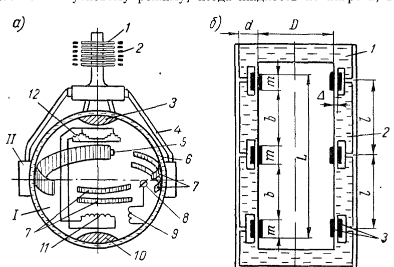


Рис. IV.3. Жидкостные подвесы: *а* — жидкостный подвес гиросферы гирокомпаса типа «Курс»:

I — гиросфера; *II* — следящая сфера; *1* — контактные кольца; *2* — щетки; *3* — верхняя полярная шапка; *4* — «паук»; *5* — следящие электроды; *6* — токопроводящая жидкость; *7* — экваториальные электроды; *8* — коитакт; *9* — обмотка реле выключателя затухания; *10* — нижняя полярная шапка; *11* — обмотка катушки «электромагнитного дутья»; *12* — обмотки статоров гиромоторов;

б — жидкостный подвес маркшейдерского гирокомпаса:

1 — резервуар; *2* — токоподводящая поддерживающая жидкость; *3* — электроды

Исследования жидкостного токоподвода маркшейдерского гирокомпаса МВ1 (рис. IV.3, *б*), проведенные Г. М. Найшулером, позволили ему дать следующие рекомендации [25].

1. Для уменьшения потери мощности в жидкости концентрация раствора поддерживающей жидкости должна составлять 3,0—3,5 *г* буры на 1 *л* жидкости в летний период и 4,0—4,5 *г* — на осенне-зимний период. При выборе концентрации токоподводящей жидкости необходимо учитывать, что общее сопротивление токоподвода в фазе не должно превышать 8,5—9 *ом* (или сопротивление жидкости в фазе не должно превышать 5—5,5 *ом*).

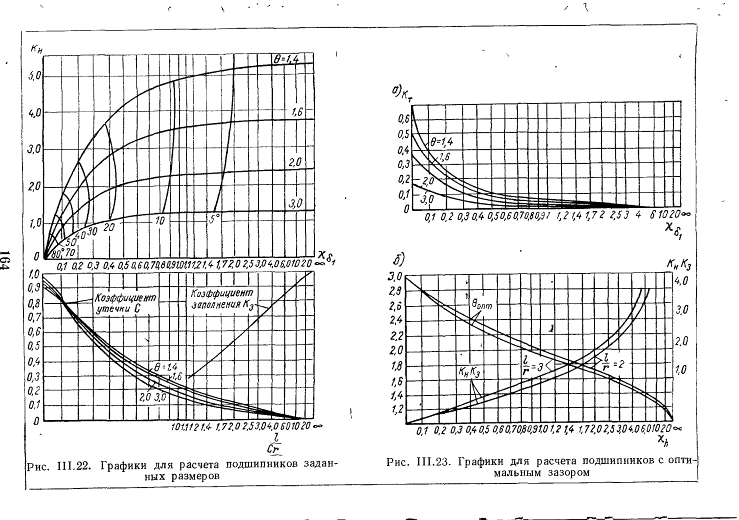


Рис. III.22. Графики для расчета подшипников заданных размеров

Рис. III.23. Графики для расчета подшипников с оптимальным зазором

Подводка электропитания к прибору обычно осуществляется через штепсельные разъемы, число гнезд которых соответствует требуемому количеству токоподводов. Переходное сопротивление штепсельных соединений зависит от диаметра штырей и составляет 0,00024 *ом* при диаметре штыря 1,5 *мм*. Унифицированные штепсельные разъемы (ГОСТ 4256—48, ГОСТ 4259—48) рассчитаны на соединение от одной до 47 цепей. Соединение токоподводящих устройств и подводка питания к элементам, жестко связанным с корпусом прибора и кольцами карданова подвеса, осуществляется монтажными проводами.

3. Устройство для подводки пневматического питания

Для нормальной работы таких пневматических гироскопических приборов, как гирополукомпас, авиагоризонт, гиромагнитные компасы, необходимо обеспечить в приборе перепад давлений 80—100 *мм рт. ст.*, а для указателей поворота — 40—50 *мм рт. ст.* Обеспечить необходимый перепад можно либо откачивая воздух из корпуса прибора, либо нагнетая его через сопло в корпус прибора. Первый способ называется вакуумным, второй — компрессивным. Наиболее надежным и совершенным видом пневматического питания, особенно на больших высотах, является компрессивное, которое и используется в настоящее время.

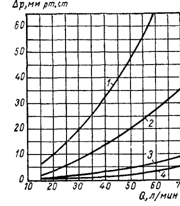


Рис IV 4 График перепада давлений на 1 *м* трубопровода

Для питания пневматических гироскопических приборов используются воздушные насосы с приводом от авиационного двигателя. Насос либо нагнетает воздух под давлением, либо создает разрежение около 90 *мм рт. ст.* Потери давления в пневматическом трубопроводе могут быть определены по формуле [21]

$$\Delta p = 0{,}3164\,\mathrm{Re}^{-0{,}25}\,\frac{l}{d}\cdot\frac{\rho v^2}{2},$$

где l — длина трубопровода;

d — внутренний диаметр трубопровода;

ρ — плотность воздуха;

v — средняя скорость воздуха в трубопроводе;

$\mathrm{Re} = \frac{vd}{\nu}$ — число Рейнольдса;

ν — кинематическая вязкость воздуха.

Потери давления на участках не должны превышать 5—10%. Формула позволяет методом последовательных приближений определить диаметр пневматического трубопровода, необходимый для подводки к прибору требуемого давления. Для уменьшения потерь давления необходимо избегать резких изгибов: радиус изгиба труб должен быть не менее 10 d (d — внутренний диаметр трубы).

На рис. IV.4 приведены кривые зависимости потери рабочего давления в пневмопроводах от расхода воздуха для труб с внутренним диаметром 4—5 *мм* (кривая *1*), 6 *мм* (кривая *2*), 8 *мм* (кривая *3*) и 9 *мм* (кривая *4*).

аккумулятора; переменный ток имеет стандартное напряжение 36 *в* при частоте 400 *гц*. В ракетной технике используется переменный ток 500 *гц*, 40 *в*. В последние годы используется переменный ток частотой до 1000 *гц*. В морском флоте для питания гироскопических приборов используется постоянный ток напряжением 110 *в* и

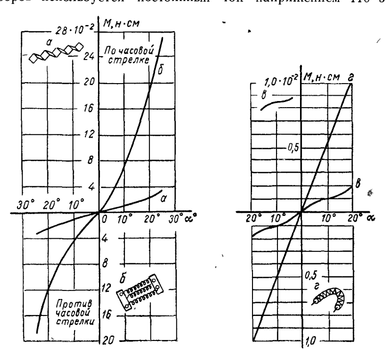


Рис. IV.1. Некоторые токоподводы и их характеристики: *а* — плоский проводник из медной ленты, покрытой оловом, толщиной 0,05 *мм*, шириной 2 *мм*; длина ленты в растянутом состоянии 115 *мм*, размер гофра 7 *мм*; *б* — три цилиндрические пружины из оловянисто-фосфористой бронзы; диаметр проволоки 0,15 *мм*, наружный диаметр пружины 2,5 *мм*, шаг 0,45 *мм*, длина пружины 20 *мм*; *в* — пучок из 12 канителек (каждая из канителек представляет собой медную проволочку диаметром 0,03 *мм* и длиной 25 *мм*); *г* — гибкий проводник из 25 медных проволочек диаметром 0,05 *мм* каждая, помещенных в шелковую оплетку; длина проводника 40 *мм*

переменный ток напряжением 120 *в* и частотой 330 *гц*, 500 *гц*, 1000 *гц*.

Современные гироскопические электрические приборы являются сложнейшими электромеханическими системами с множеством электрических элементов. В практике конструктору приходится сталкиваться с необходимостью передать с корпуса прибора на наружное кольцо карданова подвеса большое число электрических

Смещением центра тяжести гироскопа создают момент M относительно внутренней оси гироскопа, который вызывает прецессию его с угловой скоростью $\omega_{пр} = \frac{M}{H}$.

Направление действия момента и его величины выбираются таким образом, чтобы скорость прецессии гироскопа была равна, но противоположно направлена по отношению к вертикальной составляющей угловой скорости вращения Земли. Такой способ компенсации ухода гироскопа может быть применен только в случае работы прибора в местности с постоянной широтой.

Более совершенная схема компенсации вертикальной составляющей угловой скорости вращения Земли показана на рис. V.1. Здесь внешний момент прикладывается к гироскопу с помощью датчика момента *ДМ*. Датчик момента питается от потенциометра $П_1$. Положение щетки потенциометра контролируется по шкале, отградуированной в градусах широты. Характеристика датчика момента и потенциометра выбирается таким образом, что при установке рукоятки потенциометра на отметку шкалы, соответствующую широте места, в котором работает прибор, происходит компенсация видимого ухода. Для компенсации уходов гироскопа из-за возможной разбалансировки прибора используются тот же датчик моментов *ДМ* и потенциометр $П_2$.

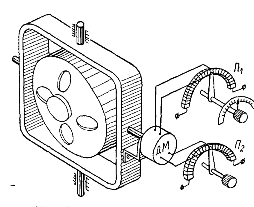


Рис. V 1 Схема компенсации вертикальной составляющей угловой скорости вращения Земли

Недостатки описанных методов компенсации ошибок приборов очевидны: с их помощью можно компенсировать лишь те ошибки, природа и закон изменения которых от внешних условий заранее точно известны. Аналогичные трудности встречаются при попытках применить систему, в которой начало отсчета углов переносится со скоростью, равной скорости ухода гироскопа.

Наибольшее распространение получил метод коррекции гироскопических устройств, основанный на использовании свойств замкнутых следящих систем. В этом случае показания гироскопического устройства непрерывно или периодически сравниваются с усредненными показаниями измерителя, фиксирующего отклонение от выбранного направления или ориентира. Так, например, показания гировертикали сравниваются с показаниями маятниковых измерителей. Показания курсового гироскопа сопоставляются

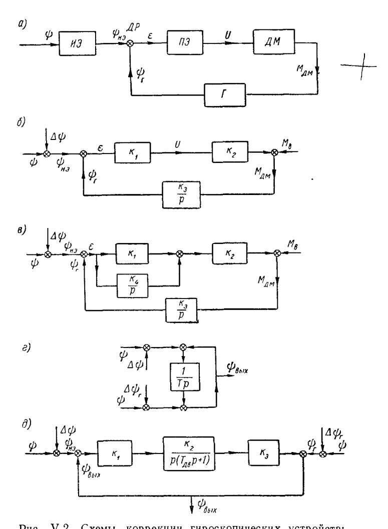


Рис. V.2. Схемы коррекции гироскопических устройств: *а* — схема коррекции, работающая по принципу следящей системы, *б* — структурная схема коррекции; *в* — схема интегральной коррекции; *г* — схема фильтрации высокочастотных ошибок, *д* — схема коррекции с фильтрацией высокочастотных и низкочастотных ошибок

с показаниями какого-либо компаса (магнитного, радиокомпаса, астрокомпаса, индукционного компаса). Это сравнение и наложение на гироскоп соответствующих корректирующих моментов осуществляется автоматически с помощью так называемых корректирующих устройств. Корректирующее устройство должно включать в себя измерительный элемент, чувствительный к отклонению гироскопической системы от заданного положения, и датчик моментов, который создает момент коррекции необходимой величины и направления. Кроме того, в зависимости от конкретной схемы прибора могут иметь место промежуточные элементы: усилители, преобразователи, дистанционные передачи и иные устройства.

Обычная схема коррекции одной координаты гироскопического устройства приведена на рис. V.2, *а*. Положение гироскопа $\psi_Г$ сравнивается с положением измерительного элемента $\psi_{ИЭ}$. Сигнал ошибки $\varepsilon = \psi_{ИЭ} - \psi_Г$, получаемый с датчика рассогласования *ДР*, подается на промежуточные элементы *ПЭ*, где проходит необходимые преобразования (усиление, выпрямление и т. д.). Преобразованный сигнал подается на исполнительный элемент *ДМ*, а затем в виде силового корректирующего воздействия на гироскоп *Г*. Прецессируя, гироскопическая система устанавливается таким образом, чтобы разность между требуемым положением гироскопа ψ и истинным его положением $\psi_Г$ была минимальной. Необходимо отметить, что компенсация ошибки ε до нуля не всегда входит в задачу корректирующего устройства. Действительно, в этом случае гироскоп воспроизводит движение измерительного элемента со всеми его ошибками, тогда как движение гироскопа должно производить заданное значение ψ. Следовательно, корректирующее устройство должно работать таким образом, чтобы гироскопический прибор по возможности точно устанавливался в требуемое положение и при этом не воспроизводил ошибок измерительного элемента. Очевидно, что решение этой задачи тем проще, чем меньше ошибки у измерительного элемента.

Сигнал, снимаемый с измерительного элемента, можно представить следующим образом:

$$\psi_{ИЭ} = \psi + \Delta\psi,$$

где $\Delta\psi$ — ошибки измерительного элемента. В соответствии с этим схему коррекции можно изобразить, как показано на рис. V.2, *б*.

Для того чтобы представить работу системы коррекции, предположим, что промежуточные элементы и датчик моментов линейны, безынерционны, и их свойства выражаются соответственно передаточными функциями

$$W_{ПЭ}(p) = k_1 \text{ и } W_{ДМ}(p) = k_2.$$

Ограничиваясь рассмотрением процессионного движения, передаточную функцию гироскопа примем в виде

$$W_Г(p) = \frac{\psi_Г(p)}{M_{ДМ}(p)} = \frac{k_3}{p},$$

где

$$k_3 = \frac{1}{H}.$$

Таким образом, с учетом приведенного возмущающего момента $M_в$, действующего на гироскоп, уравнение системы коррекции запишем в виде

$$\psi_Г = \frac{k_1 k_2 k_3}{p + k_1 k_2 k_3}(\psi + \Delta\psi) + \frac{k_3}{p + k_1 k_2 k_3} M_в$$

или

$$\psi_Г = \frac{1}{Tp + 1}(\psi + \Delta\psi) + \frac{k}{Tp + 1} M_в,$$

где

$$T = \frac{H}{k_1 k_2} \text{ и } k = \frac{1}{k_1 k_2}.$$

Величина $\psi(t)$ обычно представляет собой медленно меняющуюся функцию, в то время как частота изменения $\Delta\psi(t)$ значительно больше. Положение гироскопа должно воспроизводить изменение $\psi(t)$ и по возможности не зависеть от $\Delta\psi(t)$ и $M_в$. Для уменьшения влияния $\Delta\psi$ постоянная T должна быть как можно большей. С другой стороны, для уменьшения погрешности прибора при действии на него возмущения $M_в$ величина k должна быть малой. Такое соотношение между значениями T и k может быть выполнено лишь в том случае, если выбрать промежуточный элемент и датчик моментов с большими коэффициентами усиления, а гироскоп с большим кинетическим моментом. Следовательно, в этом случае при заданных значениях $M_в$ и $\Delta\psi$ единственная возможность увеличения точности гироскопического устройства заключается в выборе достаточно большого кинетического момента.

Приведенные рассуждения позволяют наметить путь выбора параметров корректирующего устройства. По заданной статической точности прибора на основании выражения

$$\psi_Г = kM_в$$

определяется значение

$$k = \frac{1}{k_1 k_2}.$$

Затем по минимальной частоте изменения ошибки измерительного элемента $\Delta\psi$ и допустимой ошибки гироскопа определяется величина T, откуда кинетический момент гироскопа

$$H = Tk_1 k_2.$$

В некоторых случаях достижение необходимой точности прибора требует недопустимо большого кинетического момента гироскопа. Увеличить точность работы прибора позволяет введение по схеме, показанной на рис. V.2, *в*, так называемой интегральной коррекции [123]. В этой схеме параллельно промежуточным элементам включено интегрирующее звено с передаточной функцией

$$W_и(p) = \frac{k_4}{p}.$$

В связи с этим уравнение системы коррекции принимает вид

$$\psi_Г = \frac{\frac{k_2k_3}{p}\left(k_1 + \frac{k_4}{p}\right)}{1 + \frac{k_2k_3}{p}\left(k_1 + \frac{k_4}{p}\right)}(\psi + \Delta\psi) + \frac{\frac{k_3}{p}}{1 + \frac{k_3k_2}{p}\left(k_1 + \frac{k_4}{p}\right)}M_в.$$

или

$$\psi_Г = \frac{k_1k_2k_3p + k_2k_3k_4}{p^2 + k_1k_2k_3p + k_2k_3k_4}(\psi + \Delta\psi) + \frac{k_3p}{p^2 + k_1k_2k_3p + k_2k_3k_4}M_в.$$

Вводя обозначения

$$T^2 = \frac{1}{k_2k_3k_4}; \quad 2\xi T = \frac{k_1}{k_4}; \quad k = \frac{1}{k_2k_4},$$

получаем

$$\psi_Г = \frac{2\xi Tp + 1}{T^2p^2 + 2\xi Tp + 1}(\psi + \Delta\psi) + \frac{kp}{T^2p^2 + 2\xi Tp + 1}M_в.$$

Прежде всего отметим, что прибор не имеет установившихся ошибок, вызываемых постоянно действующим возмущающим моментом. Чем меньше скорость изменения момента $M_в$, тем меньше погрешность прибора, им вызываемая. Кроме того, выбором соответствующих значений T и ξ можно добиться желаемого ослабления ошибки прибора, вызываемой колебательной составляющей ошибки измерительного элемента $\Delta\psi$. Так, например [123], при выборе

$$\frac{1}{T} \approx \frac{1}{20}\omega_{\Delta\psi},$$

где $\omega_{\Delta\psi}$ — минимальная частота изменения ошибки $\Delta\psi$,

$$\psi_Г = 0{,}1\Delta\psi,$$

т. е. система коррекции ослабляет ошибку измерительного элемента в 10 раз.

Существует система коррекции гироскопических приборов, не требующая приведения гироскопа в согласованное положение с измерительным элементом. Предположим, что гироскопическое устройство работает с медленно меняющейся ошибкой $\Delta\psi_Г$. Тогда сигнал, снимаемый с прибора, будет равен

$$\psi_Г = \psi + \Delta\psi_Г.$$

Измерительный элемент также работает с ошибкой $\Delta\psi$, но эта ошибка высокочастотная. Показания измерительного элемента

$$\psi_{ИЭ} = \psi + \Delta\psi.$$

Подавая величины $\psi_Г$ и $\psi_{ИЭ}$ на интегрирующее устройство по схеме, приведенной на рис. V. 2, *г* [61; 123], имеем

$$\psi_{вых} = \psi + \frac{1}{Tp+1}\Delta\psi + \frac{Tp}{Tp+1}\Delta\psi_Г. \qquad (V.1)$$

Таким образом, выделяется истинный сигнал, высокочастотная ошибка $\Delta\psi$ подавляется фильтром низших частот, а медленно меняющаяся ошибка $\Delta\psi_Г$ — фильтром высоких частот.

Практически в качестве интегрирующего звена обычно используется электродвигатель с редуктором. Двигатель включен в схему, приведенную на рис. V. 2, *д*. На этом рисунке обозначено:

k_1 — коэффициент усиления усилителя;

$\frac{k_2}{p(T_{Дв}p+1)}$ — передаточная функция двигателя;

k_3 — передаточное число редуктора.

Для сигнала $\psi + \Delta\psi$ имеем

$$\psi_{вых\,1} = \frac{k_1k_2k_3}{p(T_{Дв}p+1)+k_1k_2k_3}(\psi + \Delta\psi).$$

Для сигнала $\psi + \Delta\psi_Г$ получаем

$$\psi_{вых\,2} = \frac{p(T_{Дв}p+1)}{p(T_{Дв}p+1)+k_1k_2k_3}(\psi + \Delta\psi_Г).$$

Следовательно,

$$\psi_{вых} = \psi_{вых\,1} + \psi_{вых\,2} = \psi + \frac{k_1k_2k_3}{p(T_{Дв}p+1)+k_1k_2k_3}\Delta\psi + \frac{p(T_{Дв}p+1)}{p(T_{Дв}p+1)+k_1k_2k_3}\Delta\psi_Г.$$

Выбором параметров системы можно добиться необходимого ослабления ошибок $\Delta\psi$ и $\Delta\psi_Г$. Обычно электромеханическая постоянная двигателя мала. Полагая $T_{Дв} = 0$, получим

$$\psi_{вых} = \psi + \frac{1}{Tp+1}\Delta\psi + \frac{Tp}{Tp+1}\Delta\psi_Г,$$

где

$$T = \frac{1}{k_1k_2k_3},$$

что полностью совпадает с выражением (V. 1).

В простейшем случае измерительный элемент устанавливается непосредственно на гироскопическом устройстве и сигнал ошибки ε получается как разность между положением измерительного элемента и гироскопа. Характерным примером такого расположения

измерительного элемента является система коррекции гироскопа в плоскости горизонта (рис. V. 3, *а*). Измерительными элементами являются маятники M_1 и M_2, которые с помощью потенциометров $П_1$ и $П_2$ управляют датчиками моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$, осуществляя тем самым коррекцию прибора относительно осей *УУ* и *XX*. Промежуточные элементы в данном случае отсутствуют. Очевидно, что сигналы, снимаемые с потенциометра, будут пропорциональны ошибкам между положением внутренней рамки гироскопа и маятников. В качестве второго примера рассмотрим систему коррекции гироскопа от головки самонаведения, применяемую в системах

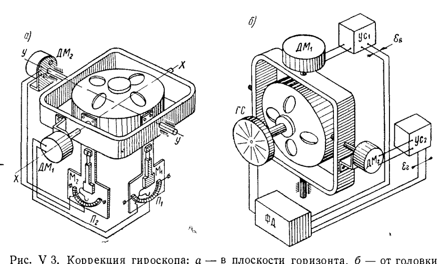


Рис. V 3. Коррекция гироскопа: *а* — в плоскости горизонта, *б* — от головки самонаведения

самонаведения [59] и показанную на рис. V. 3, *б*. Головка самонаведения *ГС*, установленная на гироскопе, вырабатывает сигнал, пропорциональный углу между осью головки и линией визирования цели. При уходе гироскопа или перемещении цели сигнал, снятый с головки, подается на фазовый детектор *ФД*, где раскладывается на вертикальную $\varepsilon_в$ и горизонтальную $\varepsilon_г$ составляющие ошибки. Сигнал ошибки $\varepsilon_в$ усиливается усилителем $Ус_1$ и поступает на датчик моментов $ДМ_1$. Гироскоп прецессирует до тех пор, пока величина $\varepsilon_в$ не обратится в нуль (при идеальной работе всех элементов системы). Аналогично компенсируется ошибка $\varepsilon_г$.

Иногда измерительный элемент не может быть установлен непосредственно на гироскопическом устройстве. Так, например, в гиромагнитных компасах для осуществления азимутальной коррекции магнитная стрелка обычно устанавливается на некотором расстоянии от гироскопа. Это дает возможность установить магнитный компас в местах, где на его работу меньше всего оказывают

влияние ферромагнитные массы, а также магнитные поля, возникающие в результате работы радио- и электрооборудования.

Астрокомпас часто оказывается неудобным устанавливать на гироскопическом устройстве. В этих случаях для коррекции гироскопических устройств могут быть применены дистанционные передачи. Одна из возможных схем такого рода приведена на рис. V. 4, *а*. Схема состоит из измерительного элемента *ИЭ*, датчика дистанционной передачи *ДДП*, приемника дистанционной передачи *ПДП*, промежуточных элементов *ПЭ*, датчика моментов *ДМ* и гироскопа *Г*. По сравнению со схемой, показанной на рис. V. 2, *а*, здесь введены два дополнительных элемента —

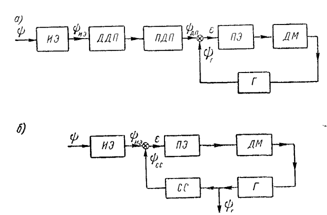


Рис. V.4 Дистанционная коррекция гироскопических устройств: *а* — с использованием дистанционной передачи, *б* — с использованием следящей системы

датчик и приемник дистанционной передачи. Это позволяет устанавливать измерительный элемент в любом удобном месте, но в то же время увеличивает ошибки системы, так как точность работы системы будет зависеть от точности работы дистанционной передачи. В схему, показанную на рис. V. 4, *б*, введена следящая система *СС*, которая так же, как и в предыдущем случае, позволяет осуществлять коррекцию гироскопического прибора дистанционно. Введение следящей системы усложняет схему прибора и снижает его точность, но дает возможность разгрузить ось гироскопа от действия нагрузки, прикладываемой со стороны датчиков дистанционных передач. Более подробно применение дистанционных передач будет рассмотрено в гл. VIII.

Для гироскопических устройств, работающих по принципу силовой стабилизации, коррекция осуществляется аналогично. Поясним это на примере коррекции одноосного гиростабилизатора от маятника (рис. V. 5.) При отклонении внешней рамки системы от заданного направления напряжение, снимаемое с потенциометра

$П_1$, подается на датчик момента *ДМ*. Датчик момента создает корректирующий момент относительно оси прецессии. Под действием этого момента внешняя рамка прецессионным движением возвращается в первоначальное положение, при котором маятник с потенциометром $П_1$ не выдает сигнала и датчик момента обесточен.

Выше были рассмотрены примеры коррекции гироскопических устройств, когда коррекция осуществлялась от маятника или головки самонаведения. В других случаях, в зависимости от назначения гироскопического устройства, такая коррекция может быть осуществлена от магнитного или индукционного компаса, от астрономического компаса или секстанта и т. д. В последних двух случаях сигнал коррекции формируется пеленгаторной головкой и счетно-решающим устройством, осуществляющим необходимые преобразования сигнала. Астрономический компас с гироскопическим устройством чаще всего связывается дистанционной передачей, осуществляя коррекцию согласно схемам, показанным на рис. V. 2, *б* или рис. V. 2, *д*.

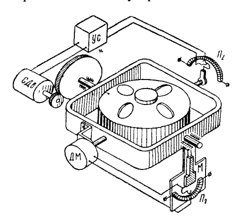


Рис. V 5. Схема коррекции одноосного гиростабилизатора

Обратимся к рассмотрению простейших измерительных устройств системы коррекции—маятнику и магнитной стрелке.

2. Уравнения простейших измерительных элементов

Рассмотрим уравнение физического маятника. Для схемы, изображенной на рис. V. 6, *а*, можно записать

$$J_м\ddot{\varepsilon} = -M_м - M_д - M_т - M_в, \qquad (V.2)$$

где $J_м$ — момент инерции маятника относительно оси подвеса;
$M_м$ — восстанавливающий момент маятника;
$M_д$ — момент сил демпфирования;
$M_т$ — момент сил сухого трения по оси подвеса;
$M_в$ — возмущающий момент, действующий на маятник.

Для этих моментов имеют место следующие зависимости:

$$\left.\begin{aligned} M_м &= mga\sin\varepsilon; \\ M_д &= h_м(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}); \\ M_т &= m_т\,\mathrm{sign}(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}), \end{aligned}\right\} \qquad (V.3)$$

где m — масса маятника;

g — ускорение силы тяжести;

a — расстояние от оси вращения до центра массы;

$h_м$ — коэффициент вязкого трения;

$\dot{\beta}$ — угловая скорость основания прибора;

$m_т$ — амплитуда момента сил сухого трения.

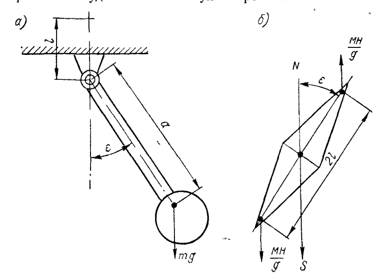


Рис. V.6. Схемы к расчету вынужденных колебаний маятника и магнитной стрелки: a — схема маятника; $б$ — схема магнитной стрелки

Будем считать, что помимо угловых колебаний основание прибора имеет в плоскости качания маятника линейное горизонтальное ускорение $\ddot{x}$. Тогда

$$M_в = M_{в1} + M_{в2},$$

где $M_{в1}$ — возмущающий момент, возникающий вследствие несовпадения точки подвеса маятника с осью качания основания, на котором установлен прибор;

$M_{в2}$ — возмущающий момент, возникающий за счет линейных ускорений основания.

Можно записать приближенно, что

$$\left.\begin{aligned} M_{в1} &= J_м \frac{l}{a}\ddot{\beta}; \\ M_{в2} &= ma\ddot{x}, \end{aligned}\right\} \tag{V.4}$$

где l — расстояние от точки подвеса маятника до оси качания основания.

После подстановки значений моментов из выражений (V. 3) в уравнение (V. 2) получаем

$$J_м\ddot{\varepsilon} + h_м(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}) + mga \sin\varepsilon = -M_в - m_т \operatorname{sign}(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}). \quad (V.5)$$

При малых углах ε можно считать, что $\sin\varepsilon \approx \varepsilon$. Тогда уравнение (V. 5) запишем в виде

$$J_м\ddot{\varepsilon} + h_м(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}) + k_м\varepsilon = -M_в - m_т \operatorname{sign}(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}),$$

где $k_м = mga$.

Аналогично для магнитной стрелки (рис. V. 6, *б*) запишем

$$J_c\ddot{\varepsilon} = -M_c - M_д - M_т - M_в, \quad (V.6)$$

где J_c — момент инерции магнитной стрелки относительно оси вращения;

M_c — восстанавливающий момент магнитной стрелки.

Как известно [122], величину восстанавливающего момента можно определить по формуле

$$M_c = MH \sin\varepsilon,$$

где M — магнитный момент магнита;

H — горизонтальная составляющая напряженности магнитного поля Земли;

ε — угол между силовыми линиями поля и магнитной осью магнита.

При малых углах ε можно считать, что $\sin\varepsilon \approx \varepsilon$. Следовательно,

$$J_c\ddot{\varepsilon} + h_c(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}) + k_c\varepsilon = -M_в - m_т \operatorname{sign}(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}),$$

где

$$k_c = MH.$$

Для анализа движения маятника и магнитной стрелки можно воспользоваться одним общим уравнением, которое запишем в виде

$$J\ddot{\varepsilon} + h(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}) + k_0\varepsilon = -M_в - m_т \operatorname{sign}(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}). \quad (V.7)$$

Для маятника

$$J = J_м; \quad h = h_м; \quad k_0 = mga,$$

а для магнитной стрелки

$$J = J_c; \quad h = h_c; \quad k_0 = MH.$$

Наличие сил трения по осям подвеса маятника и магнитной стрелки вызывает статическую погрешность $\varepsilon_{ст}$ этих устройств.

$$\varepsilon_{ст} = \pm \frac{M_T}{k_0}.$$

Для маятника

$$\varepsilon_{cm} = \pm \frac{M_T}{mga},$$

А для магнитной стрелки

$$\varepsilon_{cm} = \pm \frac{M_T}{MH}.$$

В обоих случаях для уменьшения погрешности необходимо стремиться к уменьшению сил трения. При этом уменьшается не только статическая погрешность чувствительного элемента, но и амплитуда вынужденных колебаний от колебаний основания прибора. По этой причине при конструировании маятника и магнитного компаса применяются специальные меры, способствующие уменьшению сил трения. В дальнейшем при рассмотрении вынужденных колебаний этих приборов будем пренебрегать составляющей от моментов сил трения.

Таким образом, с учетом уравнения (V. 7) получаем

$$J\ddot{\varepsilon} + h\dot{\varepsilon} + k_0\varepsilon = h\dot{\beta} - M_в$$

или

$$\ddot{\varepsilon} + 2\delta\dot{\varepsilon} + \omega_c^2\varepsilon = 2\delta\dot{\beta} - \frac{l}{a}\ddot{\beta} - \frac{ma}{J}\ddot{x},$$

где

$$2\delta = \frac{h}{J}, \quad \omega_c^2 = \frac{k}{J}.$$

Пусть основание прибора качается по закону

$$\beta = \beta_0 \sin \omega t,$$

а линейные ускорения отсутствуют.

Тогда

$$\varepsilon = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + l\frac{\beta_0}{a} A_1 \sin(\omega t + \varphi) + \beta_0 A_2 \cos(\omega t + \varphi),$$

где λ_1 и λ_2 — корни характеристического уравнения $\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega^2 = 0$;

C_1 и C_2 — константы, зависящие от начальных условий;

$$A_1 = \frac{\gamma^2}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + \frac{\gamma^2}{Q^2}}}; \quad \gamma = \frac{\omega}{\omega_c}; \quad Q = \frac{\omega_c}{2\delta};$$

$$A_2 = \frac{\gamma}{Q\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + \frac{\gamma^2}{Q^2}}};$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2\delta\omega}{\omega_c^2 - \omega^2}.$$

На рис. V. 7, *а* приведены зависимости $A_1 = A_1(\gamma)$ при различных Q. Из кривых видно, что для уменьшения амплитуды вынужденных колебаний необходимо выбирать $\gamma \ll 1$ и $Q \ll 1$. Кроме того, необходимо стремиться располагать прибор вблизи центра тяжести объекта, на котором этот прибор установлен. При этом величина l будет мала и амплитуда вынужденных колебаний уменьшится.

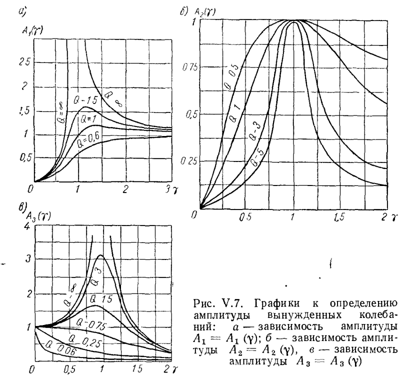


Рис. V.7. Графики к определению амплитуды вынужденных колебаний: *а* — зависимость амплитуды $A_1 = A_1(\gamma)$; *б* — зависимость амплитуды $A_2 = A_2(\gamma)$, *в* — зависимость амплитуды $A_3 = A_3(\gamma)$

Зависимости $A_2 = A_2(\gamma)$ при различных Q показаны на рис. V. 7, *б*. Для уменьшения амплитуды вынужденных колебаний необходимо выбирать $\gamma \ll 1$ и $Q \gg 1$ или $\gamma \gg 1$ и $Q \gg 1$.

Обратимся теперь к выяснению влияния линейного ускорения. Будем считать по-прежнему, что линейные ускорения объекта происходят по гармоническому закону

$$\ddot{x} = \ddot{x}_0 \sin \omega t.$$

Тогда

$$\varepsilon = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{\ddot{x}_0}{g} A_3 \sin(\omega t + \varphi),$$

где

$$A_3 = \frac{1}{\sqrt{(1-\gamma^2)^2 + \frac{\gamma^2}{Q^2}}}.$$

На рис. V. 7, *в* приведены зависимости $A_3 = A_3(\gamma)$. Для уменьшения амплитуды вынужденных колебаний необходимо выбирать $\gamma \gg 1$ и $Q \ll 1$. Иными словами, период собственных колебаний маятника должен быть достаточно большим. Таким образом, требования к параметрам маятника, обеспечивающим малую амплитуду вынужденных колебаний, достаточно противоречивы, и приходится принимать компромиссное решение. При этом следует иметь в виду, что гироскоп представляет собой фильтр низших частот и не воспроизводит высокочастотных колебаний маятника. Поэтому высокочастотные колебания маятника могут иметь значительные амплитуды. Более опасными являются низкочастотные колебания маятника, определяемые колебаниями центра тяжести объекта. Так, например, частота фугоидных колебаний летательного аппарата может составлять величину порядка 0,05—0,2 *1/сек*. Для уменьшения амплитуды колебаний маятника частоту его собственных колебаний необходимо на основании графика, приведенного на рис. V. 7, *в*, выбирать

$$\omega_c = \left(\frac{1}{3} - \frac{1}{5}\right)\omega,$$

т. е. в рассматриваемом случае $\omega_c = 0{,}01 \div 0{,}04$ *1/сек*.

Получение таких частот собственных колебаний может встретить значительные конструктивные трудности. Обычно частота собственных колебаний маятников, применяемых в авиационных гироскопических приборах, имеет величину порядка 3—5 *гц*.

Рассмотрим зависимость вынужденных колебаний гироскопа от амплитуды колебаний измерительного органа. Для примера возьмем прибор, схема которого изображена на рис. V. 3, *а*, предположив при этом, что характеристика корректирующего устройства — линейная по обеим осям подвеса.

Пренебрегая моментами сил трения по осям подвеса, не учитывая суточного вращения Земли и поступательной скорости основания прибора, уравнение гироскопа можно записать в виде

$$J_B\ddot{\vartheta} + H\dot{\psi} = -k_B(\psi - \varepsilon_C);$$
$$J_C\ddot{\psi} - H\dot{\vartheta} = k_C(\vartheta - \varepsilon_B),$$

где J_B и J_C — моменты инерции гироскопа относительно осей внутреннего и наружного подвеса;

H — кинетический момент гироскопа;

K_B и K_C — крутизна характеристики корректирующих устройств по осям внутреннего и наружного подвеса;

ε_B и ε_C — отклонения маятников.

Если основание прибора колеблется по гармоническому закону, то можно считать

$$\varepsilon_C = A_C \sin\omega t, \quad \varepsilon_B = A_B \sin\omega t,$$

где A_C и A_B — амплитуды колебаний маятника, определяемые на основании приведенных выше соотношений (рис. V. 7). Таким образом,

$$J_B\ddot{\vartheta} + H\dot{\psi} = -k_B(\psi - A_C \sin\omega t);$$
$$J_C\ddot{\psi} - H\dot{\vartheta} = k_C(\vartheta - A_B \sin\omega t).$$

Если опустить из рассмотрения инерционные члены $J_B\ddot{\vartheta}$ и $J_C\ddot{\psi}$, то уравнения движения будут иметь вид

$$T_B\dot{\psi} + \psi = A_C \sin\omega t;$$
$$T_C\dot{\vartheta} + \vartheta = A_B \sin\omega t,$$

где

$$T_B = \frac{H}{k_B}, \quad T_C = \frac{H}{k_C}.$$

Тогда частные решения уравнений получим в виде

$$\psi = \frac{A_C}{\sqrt{T_B^2\omega^2 + 1}} \sin(\omega t + \beta_1);$$
$$\vartheta = \frac{A_B}{\sqrt{T_C^2\omega^2 + 1}} \sin(\omega t + \beta_2)$$

и

$$\beta_1 = -\operatorname{arctg} T_B\omega, \quad \beta_2 = -\operatorname{arctg} T_C\omega.$$

Найденные соотношения позволяют оценить амплитуду колебаний оси гироскопа или по заданному ее значению вычислить необходимое значение крутизны характеристики корректирующего устройства. Заметим, что амплитуда колебаний оси гироскопа будет меньше амплитуды колебаний измерительного элемента в $\sqrt{T_B^2\omega^2 + 1}$ раз.

Значительного увеличения точности системы коррекции можно достигнуть, используя интегральную коррекцию. Так, применение акселерометра в сочетании с интегратором дает возможность получить период колебаний гироинерциальной вертикали равным 84,4 *мин*, благодаря чему ускорения основания прибора не вызывают погрешности вертикали.

3. Измерительные элементы, чувствительные к отклонению гироскопа от плоскости горизонта

Измерительные элементы, чувствительные к отклонению гироскопа от плоскости горизонта, реализуются обычно в виде разнообразных маятников и акселерометров. Физический маятник, схема которого приведена на рис. V. 6, *а*, имеет ряд недостатков, основным из которых является значительный момент сил трения

по оси подвеса. Этот недостаток может быть уменьшен подвесом массы M на плоской пружине Π, как это видно из рис. V. 8, *а*.

Другим способом уменьшения сил трения может служить использование явления вибрационной линеаризации. Схема маятника

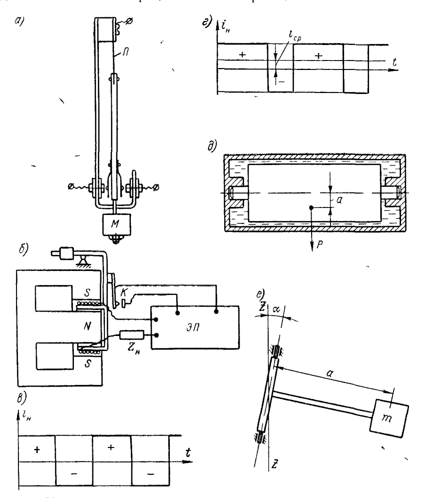


Рис. V.8 Схемы маятников: *а* — маятник с подвесом на плоской пружине; *б* — маятник с вибрационной линеаризацией сил трения; *в* — форма тока при отсутствии наклона прибора, *г* — форма тока при наклоне прибора; *д* — поплавковый маятник; *е* — горизонтальный маятник

с использованием этого принципа приведена на рис. V. 8, *б*. В магнитном поле постоянного магнита расположена катушка, к которой прикреплен подвижной контакт *К*. Этот контакт управляет работой электронного переключателя *ЭП*. В зависимости

от того, замкнут контакт или разомкнут, в катушке протекает ток одной или противоположной полярности. В результате система работает в автоколебательном режиме и катушка совершает колебания относительно точки подвеса

Схема отрегулирована таким образом, что при отсутствии наклона прибора (или при отсутствии линейного ускорения) длительность положительного импульса тока в катушке равна длительности отрицательного импульса и среднее значение тока $i_н$ в цепи нагрузки $Z_н$ равно нулю (рис. V. 8, *в*). При наклоне прибора равенство длительностей положительных и отрицательных импульсов нарушается и в цепи нагрузки появляется ток, среднее значение которого $i_{ср}$ зависит от угла наклона прибора, как это видно из рис. V. 8, *г* Благодаря принудительным высокочастотным колебаниям маятника происходит вибрационная линеаризация сил сухого трения [7].

С целью уменьшения влияния моментов сил трения может быть использован поплавковый маятник, схема которого показана на рис. V. 8, *д*. Параметры поплавка и удельный вес жидкости выбираются таким образом, что подъемная сила поплавка равна или близка к весу подвижной части маятника. В то же самое время центр тяжести поплавка смещен на некоторую величину a, что создает ему маятниковость. Демпфирование колебаний маятника создается с помощью сил вязкого трения жидкости.

Для увеличения периода колебаний может быть использован так называемый горизонтальный маятник (рис. V. 8, *е*). Ось вращения этого маятника составляет с вертикалью небольшой угол α. Уравнение движения этого маятника имеет вид [98]

$$J\ddot{\varepsilon} + h\dot{\varepsilon} + k_0\varepsilon = h\dot{\beta} - M_в,$$

где в отличие от обычного маятника

$$k_0 = mga \sin \alpha.$$

Частота собственных колебаний маятника

$$\omega_c = \sqrt{\frac{mga \sin \alpha}{J}}$$

при малом значении угла α может быть сделана весьма малой.

В настоящее время широкое применение находят жидкостные маятники; простейшая схема такого маятника показана на рис. V. 9, *а* В стеклянной трубке запаян пузырек ртути. При наклоне трубки ртуть замыкает цепь между центральным и одним из боковых контактов, подавая тем самым сигнал в соответствующую цепь коррекции гироскопического устройства Характеристика маятника показана на рис. V. 9, *б*.

В качестве второго варианта рассмотрим схему жидкостного маятника, приведенную на рис. V. 9, *в*. В корпус маятника, выполненный из изоляционного материала (обычно стекла), залита токопроводящая жидкость, занимающая примерно половину его

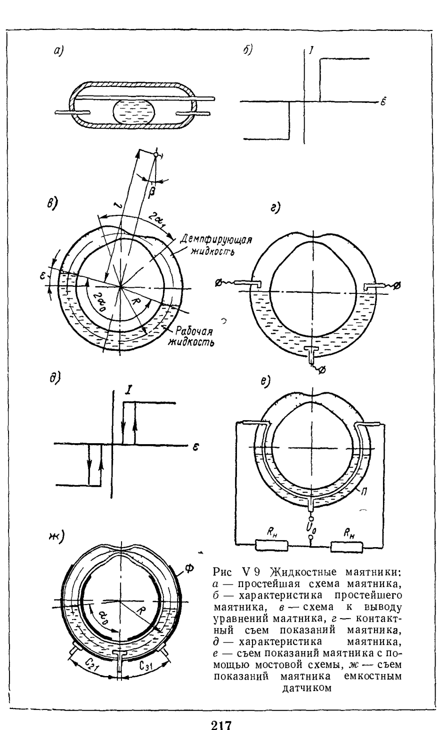


Рис V 9 Жидкостные маятники: *а* — простейшая схема маятника, *б* — характеристика простейшего маятника, *в* — схема к выводу уравнений маятника, *г* — контактный съем показаний маятника, *д* — характеристика маятника, *е* — съем показаний маятника с помощью мостовой схемы, *ж* — съем показаний маятника емкостным датчиком

объема. Остальной объем занимает жидкость с меньшим удельным весом, служащая для демпфирования колебаний рабочей жидкости. В качестве рабочей жидкости очень часто используется ртуть. Если обозначить через ε отклонение уровня рабочей жидкости от плоскости горизонта, то можно записать

$$mR\ddot{\varepsilon} = -P_{м} - P_{д} - P_{в}, \qquad (V.8)$$

где m — масса жидкости;

$P_{м}$ — сила земного притяжения, приложенная к рабочей и демпфирующей жидкости, стремящаяся совместить уровень рабочей жидкости с плоскостью горизонта;

$P_{д}$ — сила демпфирования;

$P_{в}$ — возмущающая сила.

Сила земного притяжения, очевидно, равна

$$P_{м} = 2R \operatorname{tg} \varepsilon \, S_{p} (\rho_1 - \rho_2) g, \qquad (V.9)$$

где S_p — площадь сечения корпуса жидкостного маятника вблизи поверхности рабочей жидкости;

ρ_1 и ρ_2 — плотность рабочей и демпфирующей жидкости;

g — ускорение силы тяжести.

Для определения силы демпфирования $P_{д}$ воспользуемся соотношениями, известными из экспериментальной аэродинамики. Как известно [138], при протекании жидкости через цилиндрический трубопровод в случае ламинарного потока возникает перепад давления $\Delta p_{ц}$, определяемый соотношением

$$\Delta p_{ц} = \lambda \frac{l_{T}}{d} \cdot \frac{\rho v_0^2}{2},$$

где l_T — длина трубопровода;

d — внутренний диаметр трубопровода;

ρ — массовая плотность жидкости;

v_0 — средняя скорость потока.

Постоянный коэффициент λ может быть определен по формуле

$$\lambda = \frac{64\mu'}{\rho v_0 d}, \qquad (V.10)$$

где μ' — коэффициент вязкости.

Учитывая, что в нашем случае длина трубопровода l_1, занимаемая рабочей жидкостью (рис. V. 9, *в*), равна

$$l_1 = 2R\alpha_0,$$

получим силу, возникающую при ее протекании в цилиндрической части трубопровода,

$$P_{ц1} = \Delta p_1 S_0 = \lambda \frac{l_1}{d} \cdot \frac{\rho_1 v_0^2}{2} S_0 = S_0 \frac{64\mu_1'}{\rho_1 v_0 d} \cdot \frac{2R\alpha_0}{d} \cdot \frac{\rho_1 v_0^2}{2},$$

где S_0 — площадь сечения корпуса маятника;

μ_1' — коэффициент вязкости рабочей жидкости.

Длина цилиндрической части трубопровода l_2, **занимаемая** демпфирующей жидкостью, равна

$$l_2 = R(2\pi - 2\alpha_0 - 2\alpha_1).$$

Сила, возникающая при протекании демпфирующей жидкости через цилиндрическую часть трубопровода, будет, очевидно, равна

$$P_{ц2} = \Delta p_2 S_0 = S_0 \frac{64\mu_2'}{\rho_2 V_0 d} \cdot \frac{R(2\pi - 2\alpha_0 - 2\alpha_1)}{d} \cdot \frac{\rho_2 v_0^2}{2},$$

где μ_2' — коэффициент вязкости демпфирующей жидкости.

Таким образом, при протекании жидкости в цилиндрической части трубопровода возникает сила

$$P_ц = P_{ц1} + P_{ц2} = S_0 \frac{64R}{d^2} [\mu_1' \alpha_0 + \mu_2' (\pi - \alpha_0 - \alpha_1)] v_0.$$

Обозначив

$$S_0 \frac{64R}{d^2} [\mu_1' \alpha_0 + \mu_2' (\pi - \alpha_0 - \alpha_1)] = h_1,$$

получим

$$P_ц = h_1 v_0.$$

При протекании жидкости через коническую часть трубы возникает перепад давления [138], который может быть определен согласно выражению

$$\Delta p_к = \xi \frac{\rho v^2}{2},$$

где v — скорость потока в конце конуса.

Если через φ обозначить угол конуса трубы и через n — отношение площади трубы в конечном сечении к площади трубы в начальном сечении, то величину ξ можно найти по формуле

$$\xi = \frac{\lambda}{8 \sin \frac{\varphi}{2}} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2},$$

которую с учетом формулы (V. 10), заменив v_0 на v, можно переписать в виде

$$\xi = \frac{8\mu'}{\rho v d} \cdot \frac{1}{\sin \frac{\varphi}{2}} \cdot \frac{n^2 - 1}{n^2}. \qquad (V.11)$$

Рассмотренные соотношения справедливы для обоих направлений течения жидкости, т. е. для расширяющегося и сходящегося потоков.

Для расчета силы демпфирования $P_к$ в суживающейся части корпуса маятника можно приближенно разбить эту часть на не-

сколько участков, каждый из которых представляет собой конус. Тогда

$$P_к = S_0 \sum \zeta_к \rho_2 \frac{v_к^2}{2}, \qquad (V.12)$$

где $v_к$ — скорость потока в конце соответствующего конуса.

Обозначив через $S_к$ площадь сечения конца конуса и учитывая равенство

$$v_0 S_0 = v_к S_к,$$

можно записать

$$v_к = v_0 \frac{S_0}{S_к} = v_0 \frac{d^2}{d_к^2}, \qquad (V.13)$$

где $d_к$ — диаметр трубы в конце конусного участка.

Подставив теперь выражения (V. 11) и (V. 13) в формулу (V. 12), получим

$$P_к = h_2 v_0,$$

где

$$h_2 = 4 S_0 \mu_2 d \sum \frac{n_к^2 - 1}{d_к^2 n_к^2 \sin \frac{\varphi_к}{2}}.$$

Следовательно, полная сила демпфирования **будет** равна *

$$P_д = P_ц + P_к = (h_1 + h_2) v_0.$$

Если считать, что корпус маятника поворачивается вместе с корпусом прибора с угловой скоростью $\dot{\beta}$, можно записать

$$v_0 = R(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}).$$

Таким образом, сила демпфирования

$$P_д = hR(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}),$$

где

$$h = h_1 + h_2,$$

и уравнение жидкостного маятника на основании выражений (V. 8) и (V. 9) может быть записано в виде

$$mR\ddot{\varepsilon} + hR(\dot{\varepsilon} - \dot{\beta}) + 2RS_p(\rho_1 - \rho_2) g \operatorname{tg} \varepsilon = -P_в.$$

При малых углах ε имеем

$$m\ddot{\varepsilon} + h\dot{\varepsilon} + 2S_p(\rho_1 - \rho_2) g\varepsilon = h\dot{\beta} - \frac{P_в}{R}.$$

---

* Полученные выражения носят приближенный характер вследствие ряда неучтенных факторов, например центробежных сил, возникающих при движении жидкости. Результаты расчета в каждом конкретном случае нуждаются в уточнении путем эксперимента.

Будем считать, что основание совершает колебания в плоскости корпуса маятника относительно оси, отстоящей от центра маятника на расстоянии l. При этих условиях, считая, что величина l значительно больше R, можно записать, что на жидкость действует ускорение $l\ddot{\beta}$, Уровень жидкости изменяется на угол

$$\alpha_1 = \operatorname{arctg}\frac{l\ddot{\beta}}{g}.$$

Таким образом, возмущающая сила, обусловленная колебаниями корпуса маятника,

$$P_{в1} = 2R \operatorname{tg}\alpha_1 S_p(\rho_1 - \rho_2) g = 2RlS_p(\rho_1 - \rho_2)\ddot{\beta}.$$

При возникновении горизонтального ускорения x, действующего в плоскости корпуса маятника, можно приближенно определить, что уровень жидкости меняется на угол

$$\alpha_2 = \operatorname{arctg}\frac{\ddot{x}}{g}.$$

Возмущающая сила может быть записана следующим образом:

$$P_{в2} = 2R \operatorname{tg}\alpha_2 S_p(\rho_1 - \rho_2) g = 2RS_p(\rho_1 - \rho_2)\ddot{x}.$$

Следовательно, уравнение маятника с учетом действующих на него возмущений принимает вид

$$m\ddot{\varepsilon} + h\dot{\varepsilon} + 2S_p(\rho_1 - \rho_2) g\varepsilon = h\dot{\beta} - 2lS_p(\rho_1 - \rho_2)\ddot{\beta} - 2RS_p(\rho_1 - \rho_2)\ddot{x}.$$

Параметры маятника могут быть выбраны на основании кривых, приведенных на рис. V. 7.

В случае применения рассмотренного маятника возникают трудности при съеме его показаний, которые могут быть просто разрешены лишь в системах с постоянной коррекцией, как это показано на рис. V. 9, *г*.

При отклонении корпуса маятника относительно плоскости горизонта токопроводящая жидкость будет замыкать средний контакт с одним из боковых контактов, включая соответствующую цепь рабочего механизма. Изменение тока I в цепи контактов будет иметь вид, показанный на рис. V. 9, *д*. Нечувствительность маятника объясняется наличием некоторого зазора между боковыми контактами и поверхностью токопроводящей жидкости. За счет явлений поверхностного натяжения токопроводящей жидкости характеристика маятника содержит гистерезисные петли.

В системах пропорциональной коррекции может быть применена схема, приведенная на рис. V. 9, *е*. В корпус маятника впаивается платиновая проволока *П*. Средний и боковые отводы образуют сопротивления, которые включаются в мостовую схему. При наклоне корпуса маятника токопроводящая жидкость перемещается, в результате чего нарушается равенство сопротивлений двух плеч

моста. На выходе мостовой схемы появляется напряжение, величина которого, снимаемая с сопротивлений $R_н$, в некоторых пределах пропорциональна углу поворота корпуса маятника.

В схеме, показанной на рис. V. 9, *ж*, используется емкостный принцип съема показаний. В корпус маятника, выполненный из тонкостенного изоляционного материала, залита ртуть, занимающая примерно половину объема корпуса. Ртуть выполняет функцию одной из обкладок конденсатора. Две другие обкладки образованы фольгой *Ф*, которой оклеен корпус маятника. Конденсаторы $C_{2,1}$ и $C_{3\,1}$ включаются в одну из схем, описанных в п. 7 гл. VIII.

Как известно, емкость цилиндрического конденсатора длиной в один сантиметр выражается формулой

$$C = \frac{\varepsilon_c}{1{,}8 \ln \frac{r_2}{r_1}},$$

где r_1 — радиус наружной обкладки конденсатора;

z_2 — радиус внутренней обкладки конденсатора;

ε_c — диэлектрическая проницаемость (в данном случае диэлектрическая проницаемость материала корпуса).

В нормальном положении емкости $C_{2,1} = C_{3,1} = C_0$. При этом емкость

$$C_0 = \frac{\varepsilon_c \alpha_0 R}{1{,}8 \ln \frac{r_2}{r_1}}.$$

При наклоне корпуса маятника на угол ε емкости становятся равными

$$C_{2,1} = C_0 + \Delta C \quad C_{3,1} = C_0 - \Delta C,$$

где

$$\Delta C = \frac{\varepsilon_c R \varepsilon}{1{,}8 \ln \frac{r_2}{r_1}}.$$

Если емкости включены в мостовую схему, то равновесие моста нарушается и на его выходе появляется напряжение, величина которого зависит от угла ε.

Конструкция другого варианта жидкостного маятника, часто называемого электролитическим датчиком или жидкостным маятниковым переключателем, представлена на рис. V. 10, *а*. Жидкостный маятник имеет две пары контактов *K*, расположенных под углом 90°. Контакты заключены в герметический корпус, заполненный через пробку *П* электролитом *Э*.

Токопроводящая жидкость заливается в количестве, необходимом для создания воздушного пузырька *B*, который в вертикальном положении примерно наполовину перекрывает поверхность контактов. Контактная поверхность корпуса выполнена в виде сферы. Электрический ток к датчику подводится через корпус

и клеммы. К клеммам подпаиваются монтажные проводники, подводящие управляющие электрические сигналы к соответствующим элементам системы коррекции.

Если в гировертикалях необходимо регистрировать отклонение от вертикали в двух направлениях, используются обе пары контактов. Жидкостный маятник с помощью фланца устанавливается на гироскопе таким образом, что одна пара контактов располагается

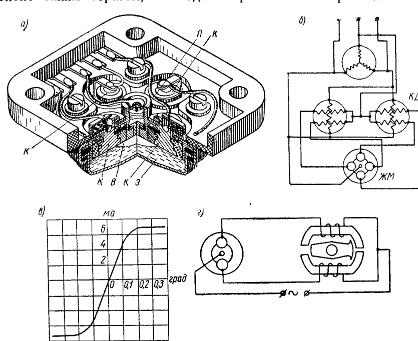


Рис. V.10. Электролитический датчик: *а* — конструкция датчика; *б* — схема включения датчика, *в* — характеристика датчика; *г* — схема работы маятника с электромагнитным датчиком моментов

параллельно оси вращения внутреннего кольца, а другая — параллельно оси вращения наружного кольца карданного подвеса. При отклонении оси ротора гироскопа от направления истинной вертикали воздушный пузырек меняет свое положение относительно контактов. Как известно [117], сопротивление электролитического датчика выражается зависимостью

$$R = \frac{c}{\chi},$$

где χ — удельная электропроводность;

c — постоянная датчика, равная отношению усредненной длины путей ионов к площади электродов.

В общем случае, когда сечение S неоднородно,

$$c = \int_0^l \frac{dl}{S}.$$

Таким образом, при повороте корпуса маятника меняется площадь контактной поверхности, с которой соприкасается электролит, и, как следствие этого, меняется сопротивление между корпусом и контактом.

В существующих конструкциях жидкостного маятника при наклоне его корпуса на 30′ сопротивление между корпусом и одним из контактов составляет величину порядка 150 *ом*. При тех же условиях сопротивление между корпусом и противоположным контактом составляет около 500 *ом*. Изменение сопротивлений вызывает появление сигналов в цепи рабочих механизмов системы коррекции. Одна из возможных схем включения жидкостного маятника приведена на рис. V. 10, *б*. Жидкостный маятник *ЖМ* управляет работой двухфазных асинхронных коррекционных двигателей *КД*. При такой схеме включения характеристика маятника (без учета зоны нечувствительности) имеет вид, показанный на рис. V. 10, *в*. По оси ординат отложен разностный ток в цепи боковых контактов. На рис. V. 10, *г* показано включение электролитического маятника в цепь электромагнитного датчика моментов.

В гирополукомпасах, гиромагнитных и дистанционных гиромагнитных компасах жидкостный маятник используется в качестве измерительного элемента системы нивелирования. В этом случае для работы системы нивелирования используется пара контактов, расположенная на линии, перпендикулярной к оси вращения внутреннего кольца карданного подвеса.

Удельная электропроводность электролита зависит от вида электролита и его концентрации, причем с увеличением концентрации до некоторых пределов электропроводность увеличивается. Эта величина в значительной степени зависит также от температуры электролита; зависимость приближенно может быть представлена в виде формулы

$$\chi_t = \chi_0 [1 + \beta_1 (t - t_0)],$$

где β_1 — температурный коэффициент проводимости.

Величина температурного коэффициента при комнатной температуре равна примерно 0,016 1/° С для кислот, 0,019 1/° С для оснований и 0,024 1/° С для солей. Таким образом, характеристика жидкостного маятника будет зависеть от температуры окружающей среды.

Питание жидкостного маятника осуществляется переменным током, так как в случае применения постоянного тока происходит электролиз.

Следует иметь в виду, что в условиях сильной тряски и вибрации работа датчика становится ненадежной. Это объясняется тем, что

воздушный пузырек разбивается на ряд более мелких пузырьков и нормальное прохождение тока через цепь, состоящую из контактов и электролита, нарушается. Максимально допустимый ток, проходящий через каждый контакт, равен примерно 50—60 *ма*.

В гироинерциальных вертикалях измерительным элементом является акселерометр, который через систему коррекции воздействует на гироскоп. Обычный акселерометр, в котором противодействующий момент создается пружиной, для этих целей не пригоден. Это объясняется тем, что характеристика пружины обладает некоторой нелинейностью. Кроме того, за счет остаточной деформации характеристика пружины может содержать гистерезисную

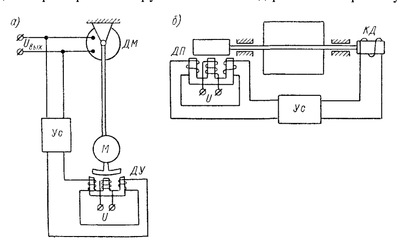


Рис. V.11. Схема акселерометров: *а* — схема маятникового акселерометра; *б* — схема осевого акселерометра

петлю. Все это сильно снижает точность прибора. Поэтому в настоящее время, как правило, применяются компенсационные акселерометры, в которых противодействующий момент создается электрической пружиной. Наиболее распространенными являются два типа акселерометра: маятниковый и осевой [101].

Схема маятникового акселерометра приведена на рис. V. 11, *а*. При отклонении маятника от первоначального положения с датчика угла *ДУ* снимается сигнал, который усиливается усилителем *УС* и подается на датчик моментов *ДМ*. Датчик моментов прикладывает к маятнику момент и в установившемся режиме компенсирует момент, отклоняющий маятник от первоначального положения.

На гироскопическое устройство сигнал $U_{вых}$ подается с выхода усилителя. Очевидно, что при линейной характеристике датчика угла, усилителя и датчика момента величина сигнала у выхода будет пропорциональна отклонению маятника. С целью уменьшения погрешностей акселерометра от моментов сил трения используются

поплавковый подвес подвижной части, разновращающиеся опоры и другие способы уменьшения моментов сил трения (см. гл. III). В случае поплавкового подвеса подвижной части демпфирование колебаний маятника осуществляется за счет сил вязкого трения жидкости. В других схемах демпфирование можно осуществить соответствующим формированием в усилителе сигнала, подаваемого на датчик моментов, как это делается в следящих системах [8].

Схема осевого компенсационного акселерометра приведена на рис. V. 11, *б*. Здесь масса акселерометра перемещается по направляющим поступательно. Сигнал, пропорциональный перемещению и снятый с датчика перемещения *ДП*, усиливается усилителем *УС* и подается на компенсационный двигатель *КД*. Компенсационный двигатель развивает усилие, уравновешивающее силу, приложенную к массе в осевом направлении.

4. Измерительные элементы, чувствительные к отклонению гироскопа от плоскости магнитного меридиана

В качестве элемента, чувствительного к отклонению гироскопа от плоскости магнитного меридиана, принципиально может быть использована магнитная стрелка. В обычных случаях при использовании магнитной стрелки в средних широтах максимальный момент, стремящийся установить магнитную стрелку в плоскости магнитного меридиана, не превышает $4 \cdot 10^{6}$ *н. м*. Для дистанционных магнитных компасов, в которых используется несколько магнитов с большими магнитными моментами, эта величина составляет примерно $2 \cdot 10^{4}$ *н. м*. Весьма важной поэтому является задача уменьшения момента сил трения по оси подвеса магнитной стрелки. Эта задача обычно решается установкой магнитной стрелки на поплавке, плавающем в жидкости. Центрирование поплавка осуществляется с помощью шпильки, укрепленной в корпусе. Подъемная сила жидкости почти полностью разгружает опору, вследствие чего трение в опоре весьма мало. Угол застоя в обычных системах за счет момента сил трения в опоре не превышает 1°.

Для осуществления дистанционного съема показаний при использовании магнитной стрелки в системе коррекции гироскопа по азимуту магнитную стрелку необходимо связать с тем или иным датчиком. Прикладывая силовое воздействие к магнитной стрелке, датчик может значительно уменьшить точность чувствительного элемента.

В п. 2 гл. V было показано, что в условиях, когда магнитная стрелка расположена на подвижном основании, возникают вынужденные колебания, амплитуду которых уменьшить чрезвычайно трудно. Следует добавить, что вследствие уменьшения горизонтальной составляющей напряженности земного магнетизма в высоких широтах уменьшается величина магнитного момента.

Использовать магнитную стрелку в качестве чувствительного органа коррекции тогда не представляется возможным. В настоящее время в качестве чувствительного органа азимутальной коррекции широко применяются индукционные датчики. Схемы однофазных датчиков, или, как их часто называют, магнитных зондов, показаны на рис. V. 12, *а*.

Магнитный зонд состоит из стержня *С*, на котором намотаны две обмотки — первичная *П* и вторичная *В*. Обычным материалом

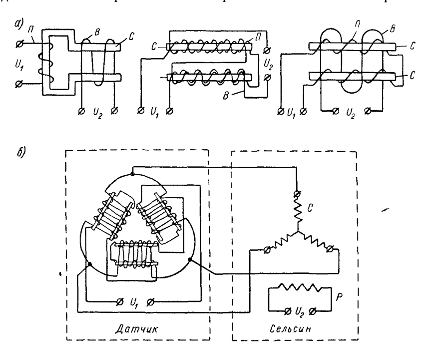


Рис. V.12. Схемы индукционных датчиков магнитного поля *а* — схемы однофазных датчиков, *б* — схема трехфазного датчика

для изготовления стержня является молибденовый пермаллой марки 80НХС. К первичной обмотке подводится временное переменное напряжение U_1. Величина этого напряжения выбирается таким образом, что магнитный поток первичной обмотки дважды за период насыщает стержень *С*. При отсутствии внешнего магнитного поля напряжение U_2, снимаемое с обмотки *В*, равно нулю, так как магнитный поток первичной обмотки в каждой из половинок стержня имеет противоположное направление.

Внешнее магнитное поле ввиду периодического изменения магнитной проницаемости будет создавать в стержнях переменный магнитный поток, частота изменения которого равна удвоенной частоте питающего напряжения. Этот переменный поток наводит

во вторичной обмотке э. д. с. Нетрудно видеть, что максимальное значение напряжения U_2 будет в том случае, если продольная ось стержней совпадает с направлением внешнего магнитного поля. При повороте стержней на 90° напряжение U_2 становится равным нулю. Таким образом, огибающая снимаемого напряжения меняется в зависимости от угла поворота оси стержней относительно направления внешнего магнитного поля по закону, близкому к косинусоиде.

При практическом применении индукционного датчика в качестве измерительного элемента азимутальной коррекции обычно используют зависимость амплитуды напряжения U_2 от угла поворота оси стержней, заставляя последние с помощью следящей системы поворачиваться таким образом, чтобы напряжение U_2 все время было равно нулю. Следовательно, измерительный элемент будет всегда определенным образом ориентирован относительно плоскости магнитного меридиана. При этом необходимо, чтобы индукционный измерительный элемент был стабилизирован в горизонтальной плоскости. Стабилизацию измерительного элемента осуществляют либо с помощью обычного маятника, либо с помощью гироскопа. Уменьшение горизонтальной составляющей земного магнетизма в схемах с индукционными датчиками может быть в значительной степени скомпенсировано усилением напряжения, снимаемого со вторичной обмотки датчика с помощью электронного усилителя.

Значительно более простая и точная система коррекции получается в том случае, когда в качестве измерительного элемента используется трехфазный индукционный датчик. Такой датчик состоит из трех однофазных элементов (рис. V. 12, *б*), вторичные обмотки которых соединены в треугольник или звезду. В этих обмотках под действием магнитного поля Земли возникают напряжения, величины которых зависят от положения датчика относительно магнитного поля. Если расположить датчик горизонтально и поворачивать его относительно вертикальной оси, огибающие напряжений, снимаемых с каждой из трех вторичных обмоток, в зависимости от угла поворота датчика будут меняться по законам, близким к косинусоидальным. При этом огибающие напряжений каждой из обмоток будут сдвинуты по фазе на 120° относительно друг друга *.

Если, как это обычно делают, вторичные обмотки датчика соединить с трехфазной статорной обмоткой сельсина, в статоре сельсина *С* возбуждается переменный магнитный поток, направление которого определяется положением датчика. Этот поток наводит в роторной обмотке сельсина э. д. с. При определенном положении ротора сельсина *Р* относительно статора *С* величина этой э. д. с.

* Процессы, происходящие в индукционном датчике, изложены в настоящем параграфе сокращенно. Более полное рассмотрение этого вопроса, а также методы расчета индукционных датчиков см. в [125].

становится равной нулю. При повороте датчика относительно магнитного меридиана результирующий магнитный поток статорных обмоток повернется на тот же угол. Для того чтобы напряжение, снимаемое с роторной обмотки, стало равным нулю, необходимо ротор повернуть на угол, равный углу поворота датчика.

Рассмотренная система может быть использована для коррекции гироскопа по азимуту. Для этой цели ротор сельсина необходимо связать с внешней рамкой гироскопа таким образом, чтобы в момент совпадения плоскости внешней рамки с плоскостью магнитного меридиана напряжение, снимаемое с сельсина, было равно нулю. Если гироскоп уходит от заданного направления, появляется сигнал, который после усиления подается на исполнительный элемент азимутальной коррекции. Корректирующий момент механизма воздействует на гироскоп, заставляя его возвращаться в плоскость магнитного меридиана.

Схемы коррекции гироскопа с использованием трехфазного индукционного датчика приведены в гл. VIII.

5. Исполнительные элементы в гироскопических устройствах

Исполнительные элементы в гироскопических устройствах используются в контуре коррекции прибора. В этом случае основное назначение исполнительных элементов состоит в том, чтобы прикладывать к гироскопу внешний момент, заставляющий процессировать его в необходимом направлении и с необходимой скоростью. В системах коррекции исполнительные элементы обычно называют датчиками моментов. Они широко применяются также для создания противодействующих моментов в компенсационных схемах акселерометров и датчиков угловой скорости. В этих случаях датчик момента совместно с усилителем и датчиком перемещения образует устройство, заменяющее собой обычную пружину и называемое поэтому электрической пружиной. В гиростабилизаторах исполнительные элементы осуществляют разгрузку оси стабилизации от действия на нее внешних моментов. Такие исполнительные элементы часто называют разгрузочными или стабилизирующими двигателями.

Следует отметить, что деление исполнительных элементов на датчики момента и стабилизирующие двигатели в значительной степени условно, так как принципиальной разницы между ними нет. Характерной особенностью датчиков моментов являются обычно небольшие перемещения подвижных элементов датчика и сравнительно небольшие моменты, развиваемые ими. Поэтому датчики момента чаще всего связываются с осью гироскопа непосредственно. Стабилизирующие двигатели должны развивать значительные моменты. Вследствие этого они, как правило, сопрягаются с осью стабилизации с помощью понижающего редуктора

и перемещения подвижных элементов стабилизирующего двигателя оказываются большими.

Рассмотрим основные требования, предъявляемые к исполнительным элементам.

1. Линейность характеристики. Это требование является весьма важным при использовании исполнительного элемента в компенсационной схеме. Отклонение в линейности приводит к ошибкам измерения. В системах коррекции характеристика датчика момента, вообще говоря, может быть нелинейной. Характеристика стабилизирующего двигателя также может быть нелинейной. При этом в гироскопическом устройстве возможно возникновение автоколебаний.

2. Отсутствие остаточного момента при нулевом сигнале, подаваемом на исполнительный механизм. Гистерезисная характеристика в системах коррекции или стабилизации, как правило, приводит к автоколебаниям в этих цепях. Остаточный момент также может служить причиной ошибки всего гироскопического устройства.

3. Быстродействие. Постоянная времени исполнительного устройства в контуре стабилизации во многом определяет динамические характеристики всего прибора в целом. В особенности это относится к стабилизирующим двигателям гиростабилизаторов. Большие постоянные времени стабилизирующего двигателя могут привести к неустойчивости системы стабилизации и требуют применения сложных корректирующих устройств. В системах коррекции гироскопических устройств требование к быстродействию исполнительных элементов в ряде случаев может быть снижено.

4. Минимальная мощность сигнала, управляющего работой исполнительного механизма.

5. Минимальный вес и момент инерции подвижных элементов. Значительный вес подвижных элементов датчиков увеличивает нагрузку на опору подвеса гироскопа и, как следствие этого, момент сил трения. Момент инерции подвижных элементов исполнительного устройства увеличивает момент инерции относительно соответствующей оси гироскопического прибора, что может быть нежелательным. Увеличение момента инерции особенно заметно в том случае, когда исполнительный элемент связан с осью стабилизации через редуктор.

6. Возможность применения исполнительного элемента без редуктора. Наличие редуктора приводит к дополнительным ошибкам в гироскопическом устройстве. Увеличивается ошибка гиростабилизатора на качке. Люфт в редукторе может служить причиной возникновения в системе автоколебаний. К сожалению, исключить редуктор из схемы гиростабилизатора удается не всегда.

7. Минимальные габариты.

8. Достаточные диапазоны рабочих углов поворота подвижных элементов.

Степень важности того или иного требования зависит от типа и назначения гироскопического устройства, требуемой точности и выясняется в процессе расчета и конструирования прибора.

В настоящее время применяются электрические и пневматические исполнительные элементы. Электрические элементы можно разделить на электромагнитные, магнитоэлектрические, ферродинамические, индукционные и управляемые электродвигатели. Индукционные исполнительные элементы и электродвигатели подробно рассматриваются в гл. IX.

6. Пневматические исполнительные элементы

Пневматические исполнительные элементы обычно применяются в качестве стабилизирующих двигателей. Этому способствуют следующие их свойства: возможность получения значительных усилий при небольших размерах, возможность использования без редуктора, высокое быстродействие, линейность характеристики.

Для того чтобы уменьшить утечки воздуха, в конструкциях пневматических стабилизирующих двигателей предусматриваются уплотнения. Они вызывают значительные силы трения в подвижных элементах двигателей, создавая дополнительные нагрузки на оси

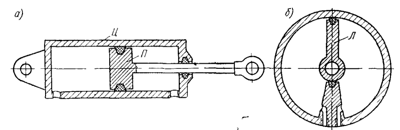


Рис V 13. Пневматические исполнительные элементы: *а* — с поступательным движением поршня, *б* — с вращательным движением поршня

гироскопического устройства. Кроме того, возникают известные трудности при подведении пневмопитания.

Схема пневматического исполнительного элемента приведена на рис. V. 13, *а*. Поршень *П* через систему тяг соединяется с осью стабилизации гиростабилизатора. Цилиндр *Ц* укреплен либо на корпусе, либо на кардановом кольце прибора. Питание исполнительный элемент получает от пневматического датчика (см. п. 2 гл. VIII). Чаще всего для этого используются струйные трубки, перемещаемые электромагнитным или магнитоэлектрическим датчиком моментов. При отклонении струйной трубки от среднего положения в полостях исполнительного механизма возникает перепад давления Δp и исполнительный механизм прикладывает к гироскопическому устройству усилие

$$F = S\Delta p,$$

где S — площадь поршня.

Максимальный перепад давления в зависимости от давления питающего воздуха может достигать величины 80—120 *н/см*². Поэтому даже при небольших размерах исполнительного элемента можно получить усилие в несколько сотен и даже тысяч ньютонов. Рассмотренная схема не всегда удобна для применения, так как требует использования тяг и имеет незначительное перемещение поршня. Поэтому стабилизирующий двигатель, изображенный на рис. V. 13, *а*, может быть использован в системах, в которых угол стабилизации изменяется в пределах $\pm$ (20 ÷ 30°).

Схема, показанная на рис. V. 13, *б*, может обеспечить поворот оси стабилизации на углы $\pm$ (150 ÷ 160°). Кроме того, здесь отпадает необходимость в использовании промежуточных тяг, и лопасть *Л* (поршень) может быть укреплена на оси стабилизации непосредственно. Необходимо отметить, что практическое выполнение этого исполнительного механизма сложнее из-за трудности постановки уплотнительных соединений.

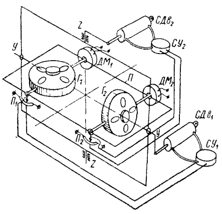


Рис. V.14. Схема двухосного гиростабилизатора

На рис. V. 14 приведена в качестве примера схема двухосного гиростабилизатора, предназначенная для стабилизации головки самонаведения и использующая пневматические стабилизирующие двигатели [67]. При совпадении оси чувствительного элемента головки с линией визирования цели сигналы на датчики моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$ не поступают и система работает в режиме стабилизации. Внешний возмущающий момент, воздействуя на платформу *П*, вызывает прецессию гироскопов $Г_1$ и $Г_2$. Сигналы, снятые с потенциометров $П_1$ и $П_2$, усиливаются и вызывают поворот струйных трубок в струйных усилителях $СУ_1$ и $СУ_2$ (см. гл. VIII). Стабилизирующие двигатели $СДв_1$ и $СДв_2$, прикладывая к осям стабилизации системы усилия, разгружают платформу от действия внешних моментов и осуществляют стабилизацию головки самонаведения по осям *ZZ* и *УУ*. Пусть имеется рассогласование между линией визирования цепи и осью чувствительного элемента головки самонаведения. Тогда на выходе приемника головки появляется сигнал, который после усиления подается на датчики моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$. Воздействие датчиков моментов приводит к повороту платформы до совпадения чувствительного элемента головки с линией визирования цели. Таким образом, система осуществляет слежение за целью с помощью гиростабилизатора.

В заключение отметим, что широкому распространению пневматических исполнительных механизмов препятствует необходимость иметь источник пневмопитания. В условиях использования гироскопических устройств на летательных аппаратах получение сжатого воздуха может встретить трудности. На больших высотах работа компрессора становится неэффективной и приходится использовать баллоны с воздухом, сжатым до высокого давления. Вполне естественно, что время работы системы ограничено запасом воздуха. Поэтому в настоящее время пневматические исполнительные элементы чаще всего применяются на беспилотных летательных аппаратах, время действия которых невелико и на борту которых имеется источник сжатого воздуха. При этом сжатый воздух используется не только для питания гироскопического устройства, но и для питания других элементов системы управления летательным аппаратом, например рулевых машинок [89].

7. Электромагнитные исполнительные элементы

В качестве датчика моментов в системах коррекции гироскопических устройств иногда используются электромагниты с поворотным якорем. Электромагнит состоит из сердечника, якоря и катушки, обычно надеваемой на сердечник. Сердечник и якорь выполняют из конструкционной или кремнистой стали, а также из железа Армко. В некоторых специальных случаях, особенно при работе электромагнита на переменном токе, применяют листовую электротехническую сталь, пермаллой, а также сталь марки ХВП.

Как известно [22], вращающий момент электромагнита с поворотным якорем может быть представлен в виде

$$M = \frac{1}{2} i^2 \left(\frac{dL_0}{d\theta} + \frac{dL_s}{d\theta} \right) + \frac{1}{2} (L_0 + L_s) \frac{d(i^2)}{d\theta}, \qquad (V.14)$$

где i — ток, протекающий через обмотку электромагнита;
θ — угол поворота якоря электромагнита;
L_0 — коэффициент самоиндукции, вычисленный по магнитному потоку в воздушном зазоре;
L_s — коэффициент самоиндукции, вычисленный по магнитному потоку рассеяния.

Пользуясь формулой (V. 14), при известных величинах L_0 и L_s можно рассчитать величину корректирующего момента, развиваемого электромагнитом при любой конфигурации его якоря. Коэффициент самоиндукции L_0 в большинстве случаев сравнительно просто можно вычислить аналитическим путем, в то время как определение L_s связано со значительными трудностями. Однако при небольших углах отклонения якоря θ потоки рассеяния, а следовательно, и величина L_s, малы, и при инженерных расчетах первого приближения ими можно пренебречь.

На основании сказанного в дальнейшем будем считать, что коэффициент самоиндукции L_s равен нулю. При этом выражение (V. 14) принимает вид

$$M = \frac{1}{2} i^2 \frac{dL_0}{d\theta} + \frac{1}{2} L_0 \frac{d(i^2)}{d\theta}. \qquad (V.15)$$

При ненасыщенной системе магнитное сопротивление воздушного зазора обычно значительно больше магнитного сопротивления сердечника и якоря. Пренебрегая сопротивлением железа, можно записать

$$L_0 = w^2 G_\delta \text{ гн},$$

где w — число витков катушки;

G_δ — проводимость воздушного зазора в *гн*.

Подставив значение L_0 в формулу (V. 15), получим

$$M = \frac{1}{2} i^2 w^2 \frac{dG_\delta}{d\theta} + \frac{1}{2} w^2 G_\delta \frac{d(i^2)}{d\theta} \text{ н} \cdot \text{м}. \qquad (V.16)$$

При расчете электромагнитов следует учитывать зависимость величин тока в обмотке электромагнита от угла поворота якоря.

Если электромагнит питается постоянным током, то величина тока определяется напряжением, подаваемым на обмотку, и сопротивлением этой обмотки, но не зависит от угла поворота якоря.

Производная $d(i^2)/d\theta$ равна нулю, и вращающий момент электромагнита определяется выражением

$$M = \frac{1}{2} i^2 w^2 \frac{dG_\delta}{d\theta} \text{ н} \cdot \text{м}. \qquad (V.17)$$

При питании электромагнита переменным током и при неизменной величине напряжения источника питания сила тока в обмотке зависит от угла поворота якоря. Действительно, если пренебречь потерями энергии в магнитопроводе и омическим падением напряжения в обмотке, можно записать

$$U = E = 4{,}44 f w \Phi_{max}, \qquad (V.18)$$

где U — подведенное напряжение (эффективное);

E — э. д. с. в обмотке;

f — частота питающего напряжения;

Φ_{max} — амплитуда магнитного потока, связанного с обмоткой в *вб*.

С другой стороны, если пренебречь, как и ранее, магнитным сопротивлением сердечника и якоря, то

$$\Phi_{max} = I_{max} w G_\delta, \qquad (V.19)$$

где I_{max} — амплитудное значение тока в обмотке.

Исключая из формул (V. 18) и (V. 19) значение Φ_{max}, находим

$$I_{max} = \frac{U}{4{,}44 f w^2 G_\delta}.$$

Проводимость воздушного зазора G_δ является функцией угла θ. Следовательно, значение тока в обмотке также будет зависеть от угла поворота якоря.

Подставив значения L_0 и I_{max} в формулу (5. 15) и выполнив элементарные преобразования, найдем, что амплитудное значение

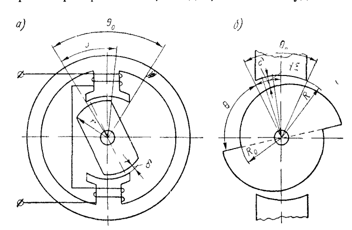


Рис. V.15. Схема к определению проводимости в воздушном зазоре якоря: *а* — очерченного по дуге окружности; *б* — очерченного по спирали

момента электромагнита, работающего на переменном токе, выражается равенством

$$M_{max} = 2{,}5 \cdot 10^{-2} \frac{U^2}{f^2 w^2} \cdot \frac{d}{d\theta}\left(\frac{1}{G_\delta}\right) \text{ н} \cdot \text{м}. \qquad (V.20)$$

Ввиду того, что питающее напряжение меняется по закону

$$U = U_{max} \sin \omega t,$$

зависимость момента электромагнита во времени имеет вид

$$M = M_{max} \sin^2 \omega t = \frac{M_{max}}{2}(1 - \cos 2\omega t).$$

Таким образом, корректирующий момент содержит постоянную составляющую $M_{max}/_2$ и переменную составляющую $M_{max}/_2 \cos 2\omega t$.

Значение проводимости воздушного зазора G_δ, а следовательно, и величина момента электромагнита существенно зависят от профиля якоря. В простейшем выполнении профиль якоря очерчен

по дуге окружности (рис. V. 15, *а*). При этом проводимость воздушного зазора определяется равенством

$$G_\delta = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} b \left(r + \frac{\delta}{2}\right) \theta}{2\delta} \text{ гн}, \qquad (V.21)$$

где b — ширина полюсов электромагнита в *м*.

При питании обмотки электромагнита постоянным током на основании выражений (V. 17) и (V. 21) будем иметь

$$M = 3{,}14\, i^2 w^2 \frac{b\left(r + \frac{\delta}{2}\right)}{\delta} 10^{-7} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Если по условиям работы гироскопического прибора требуется обеспечить большие углы поворота якоря, необходимо очертить профиль якоря не по дуге окружности, а по какой-либо иной кривой, например по спирали, гиперболе и т. д. (рис. V. 15, *б*). При этом удается получить значения углов Θ до 120—150°.

Для определения проводимости воздушного зазора выделим в воздушном зазоре участок шириной в средней части $d\xi$ и длиной δ. При этом можно записать

$$G_\delta = 4\pi \cdot 10^{-7} \int_0^{\theta + \theta_0} \frac{b}{2\delta} d\xi.$$

Можно считать, что

$$d\xi = d\theta \left[f(\theta) + \frac{\delta}{2}\right] = \left[f(\theta) - \frac{R - f(\theta)}{2}\right] d\theta = 0{,}5\,[R + f(\theta)]\, d\theta.$$

Следовательно,

$$G_\delta = \pi \cdot 10^{-7} b \int_\theta^{\theta + \theta_0} \frac{R + f(\theta)}{R - f(\theta)} d\theta.$$

Выполнив элементарные преобразования, получим

$$\frac{dG_\delta}{d\theta} = \pi \cdot 10^{-7} b \left[\frac{R + f(\theta + \theta_0)}{R - f(\theta + \theta_0)} - \frac{R + f(\theta)}{R - f(\theta)}\right] =$$

$$= 2\pi \cdot 10^{-7} bR \frac{f(\theta + \theta_0) - f(\theta)}{[R - f(\theta + \theta_0)]\,[R - f(\theta)]}.$$

Подставив последнее выражение в формулу (V. 17), найдем величину момента при питании электромагнита постоянным током

$$M = 3{,}14 \cdot 10^{-7} bRi^2 w^2 \frac{f(\theta + \theta_0) - f(\theta)}{[R - f(\theta - \theta_0)]\,[R - f(\theta)]} \text{ н} \cdot \text{м}.$$

Пусть, например, профиль якоря выполнен по спирали Архимеда. Тогда

$$f(\theta) = R_0 + k\theta,$$

где k — постоянный коэффициент, и

$$M = 3{,}14 \cdot 10^{-7} bRi^2 w^2 \frac{k\theta_0}{[R - R_0 - k(\theta - \theta_0)]\,[R - R_0 - k\theta]} \; н \cdot м.$$

Зависимость момента от угла поворота якоря носит в этом случае гиперболический характер.

Аналогично вычислив значение $\frac{d}{d\theta}\left(\frac{1}{G_\delta}\right)$ и воспользовавшись формулой (V. 20), можно получить значения момента электромагнита, питаемого переменным током.

Необходимо заметить, что конструкции электромагнитов, применяемых в гироскопических приборах, могут значительно отличаться от расчетных схем, приведенных на рис. V. 15. Так, например, с целью уменьшения веса якоря ему в ряде случаев придают Z-образную форму (рис. V. 16, *а*). Обычно на оси гироскопического прибора устанавливают два таких электромагнита, каждый из которых создает момент определенного знака.

На рис. V. 16, *б* приведена схема корректирующего электромагнита с Н-образной формой якоря, причем обмотки электромагнита располагаются на якоре. В зависимости от того, в какую пару из двух последовательно соединенных обмоток подается ток, электромагнит развивает момент того или иного знака. Недостатки этой конструкции очевидны. Это, во-первых, малый угол поворота якоря и, во-вторых, большой вес подвижных элементов электромагнита. Кроме того, расположение обмоток на якоре требует устройства лишних токоподводов на осях подвеса гироскопа.

Еще один вариант выполнения электромагнита показан на рис. V. 16, *в*. В этой конструкции две обмотки электромагнита *1* и *2* расположены на сердечнике и включены в дифференциальную схему, как это показано на рис. V. 16, *г*. Движок потенциометра R связан с измерительным элементом системы коррекции. Если движок потенциометра занимает среднее положение, токи I_1 и I_2, протекающие через обмотки электромагнита, равны между собой и корректирующий момент равен нулю. При отклонении измерительного элемента системы коррекции равенство токов нарушается и к гироскопу прикладывается момент, величина и знак которого определяются величиной и направлением отклонения измерительного элемента. Так же, как и в предыдущей схеме (рис. V. 16, *б*), максимальный угол поворота якоря составляет величину порядка 10°.

На рис. V. 16, *д*, *е* приведены варианты дифференциальных схем электромагнитных датчиков [83]. Эти датчики включаются согласно схеме, приведенной на рис. V. 16, *г*. Основными достоинствами электромагнитных датчиков моментов являются их

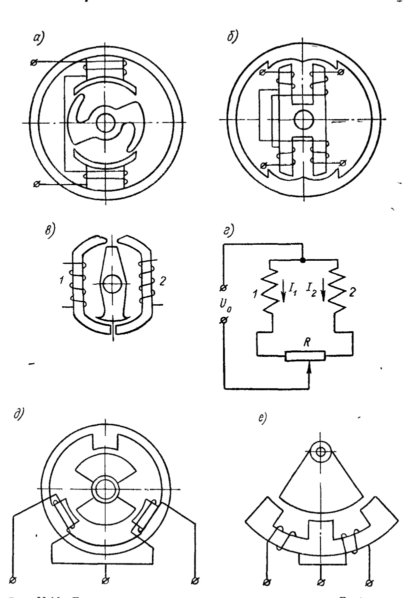


Рис. V.16 Датчики моментов с поворотным якорем: *а* — с Z-образным якорем, *б* — с Н-образным якорем; *в*, *д* и *е* — с включением обмоток по дифференциальной схеме, *г* — схема включения обмоток

простота, дешевизна и возможность получения значительных моментов. В то же время рассматриваемые датчики имеют и существенные недостатки, из-за которых они применяются в сравнительно грубых корректирующих устройствах. К основным недостаткам относятся следующие:

значительная мощность управляющего сигнала;

остаточный момент и гистерезисная характеристика в датчиках, питаемых постоянным током;

нелинейная характеристика;

малые углы поворота якоря.

8. Магнитоэлектрические и ферродинамические исполнительные элементы

Принцип действия магнитоэлектрических исполнительных элементов сходен с принципом действия обыкновенного измерительного прибора магнитоэлектрической системы. Корректирующий момент является результатом взаимодействия магнитного поля катушки, по которой протекает ток, с полем постоянного магнита. Характерной особенностью таких рабочих механизмов является линейная зависимость корректирующего момента от тока в цепи рамки. Кроме того, знак этого момента зависит от полярности подводимого напряжения.

Магнитоэлектрические исполнительные элементы выполняются как с подвижной рамкой, так и с подвижным магнитом. На рис. V. 17, *а* показана схема рабочего механизма с подвижной рамкой. Рамка *1* с помощью кронштейна связана с осью гироскопа. Постоянный магнит *2* вместе с железным ярмом *3* укреплен на карданном кольце.

Для определения величины момента, возникающего при протекании тока через рамку, рассмотрим следующие соотношения.

Сила, действующая на проводник с током, помещенный в поле постоянного магнита, как известно, равна

$$F = Bli \ н,$$

где B — индукция в *тл*,

l — активная длина проводника в *м* (т. е. длина проводника, находящегося в основном потоке постоянного магнита);

i — сила тока в *а*.

Сила, действующая на рамку, имеющую w витков, определяется выражением

$$F_w = Blwi.$$

В данном случае эта сила приложена лишь к внутренней стороне рамки, так как внешняя сторона экранирована от магнитного

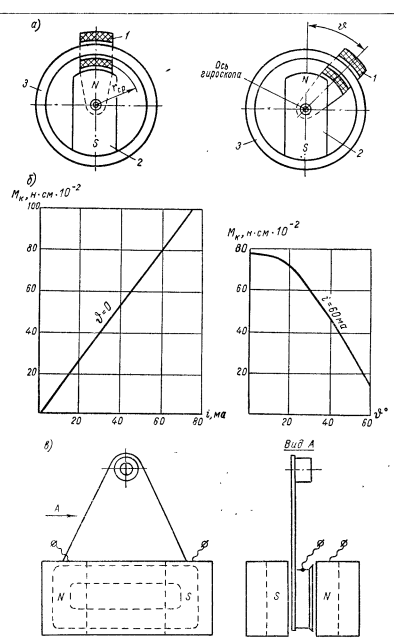


Рис. V.17. Магнитоэлектрические датчики моментов с поворотной рамкой: *а* — схема датчика моментов; *б* — характеристики датчика моментов; *в* — вариант схемы магнитоэлектрического датчика моментов

поля кольцевым ярмом. Таким образом, корректирующий момент, развиваемый датчиком, равен

$$M_к = Blwr_{cp}i \ н \cdot м,$$

где r_{cp} — расстояние от оси вращения рамки до середины ее внутренней стороны в *м*.

Индукция в зазоре внутрирамочного магнита распределяется по закону, близкому к косинусоидальному, т. е.

$$B = B_0 \cos \vartheta.$$

Учитывая сказанное, можно записать

$$M_к = B_0 lwr_{cp}i \cos \vartheta \ н \cdot м.$$

На рис. V. 17, *б* приведены полученные экспериментальным путем характеристики корректирующего устройства, имеющего следующие параметры: сопротивление обмотки рамки 275 *ом*, диаметр проволоки рамки 0,12 *мм*, расстояние от оси вращения рамки до середины внутренней ее стороны 27 *мм*, ширина рамки 20 *мм*, ширина полюса постоянного магнита 25 *мм*. Из характеристик видно, что величина корректирующего момента $M_к$ линейно зависит от тока i в рамке. Зависимость момента от угла поворота рамки при малых углах близка к косинусоидальной. При больших углах величина момента значительно уменьшается и при ν близком к 70° становится равной нулю.

Схема другого варианта магнитоэлектрического датчика с подвижной рамкой представлена на рис. V. 17, *в*. Здесь рамка помещается между полюсами двух дугообразных магнитов. Недостатками рассмотренных схем являются необходимость применения лишних подвижных контактов для подведения тока к рамке и малый угол поворота рамки.

На рис. V. 18, *а* приведена схема магнитоэлектрического датчика моментов с подвижными магнитами. Два дугообразных магнита с помощью пластины связаны с осью гироскопа. Магниты охватываются неподвижными катушками K_1 и K_2, которые включаются на выход дифференциальной схемы. Если ток, протекающий по катушкам K_1 и K_2, одинаков, то момент, развиваемый рабочим механизмом, равен нулю. При нарушении равенства токов один из магнитов втягивается, а другой выталкивается. В результате возникает корректирующий момент, величина и направление которого зависят от соотношения токов в катушках.

Разновидность магнитоэлектрического датчика моментов показана на рис. V. 18, *б*. Постоянный магнит укреплен на оси гироскопа и охвачен неподвижной катушкой. При протекании тока через катушку возникает момент, величина которого пропорциональна величине тока. Для предохранения датчика от влияния внешних магнитных полей катушка помещена в экран. В случае необходимости увеличения момента, развиваемого датчиком,

используют систему с несколькими парами полюсов. Пример такого датчика приведен на рис. V. 18, *в*.

Ферродинамические рабочие механизмы отличаются от магнитоэлектрических тем, что у них подвижная рамка расположена в поле обмотки с током, как это показано на рис. V. 18, *г*. Магнито-

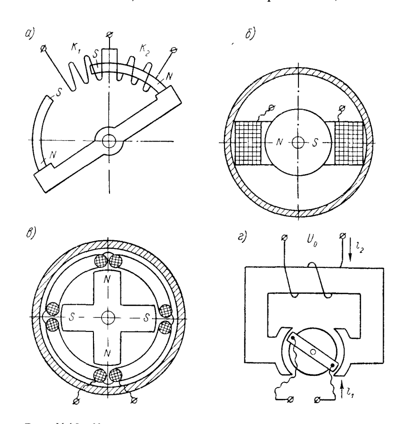


Рис. V.18. Магнитоэлектрические датчики моментов с поворотным магнитом и ферродинамический датчик: *а* — датчик моментов с дугообразным магнитом; *б* — датчик моментов с круглым магнитом; *в* — датчик моментов с несколькими полюсами; *г* — ферродинамический датчик моментов

провод таких систем обычно выполняют из листовой электротехнической стали с целью уменьшения потерь на гистерезис и вихревые токи. Подвижная рамка выполнена без каркаса.

Величина момента рассматриваемой системы может быть подсчитана по известной формуле

$$M_к = 2Blw_1 r_{ср} i_1 \ н \cdot м, \qquad (V.22)$$

где B — индукция в зазоре в *тл*;
l — длина активного проводника в *м*;
w_1 — число витков рамки;
$r_{ср}$ — средний радиус рамки в *м*;
i_1 — ток в рамке в *а*.

Значение индукции в воздушном зазоре определяется выражением

$$B = \frac{i_2 w_2}{R_м S_з} \text{ тл}, \tag{V.23}$$

где w_2 — число витков в неподвижной обмотке;
$R_м$ — полное магнитное сопротивление в $^1/_2$ *н*;
$S_з$ — площадь поперечного сечения потока в рабочем воздушном зазоре в $м^2$;
i_2 — ток в неподвижной обмотке в *а*.

Таким образом,

$$M_к = \frac{2w_1 w_2 r_{ср} l}{R_м S_з} i_1 i_2 = k i_1 i_2,$$

где k — крутизна характеристики, равная

$$k = \frac{2w_1 w_2 r_{ср} l}{R_м S_з}.$$

Если магнитное поле в зазоре однородно, корректирующий момент представляет собой функцию тока в рамке и не зависит от угла поворота рамки.

Пусть

$$i_1 = I_{1\max} \sin \omega t \text{ и } i_2 = I_{2\max} \sin \omega t,$$

тогда

$$M_к = k I_{1\max} I_{2\max} \sin^2 \omega t = \frac{1}{2} I_{1\max} I_{2\max} k (1 - \cos 2\omega t).$$

Иными словами, корректирующий момент содержит переменную составляющую двойной частоты. Вследствие инерционности рамки и всех связанных с ней элементов эта переменная составляющая не вызывает колебаний с заметной амплитудой.

Среднее значение корректирующего момента будет, очевидно, равно

$$M_{к.ср} = \frac{1}{2} k I_{1\max} I_{2\max}.$$

В том случае, когда токи i_1 и i_2 сдвинуты по фазе на угол φ относительно друг друга, среднее значение момента зависит от этого сдвига фазы. Действительно, если

$$i_1 = I_{1\max} \sin \omega t, \text{ а } i_2 = I_{2\max} \sin (\omega t + \varphi),$$

то

$$M_к = k I_{1\max} I_{2\max} \sin \omega t \sin (\omega t + \varphi).$$

Среднее значение момента

$$M_{к.ср} = \frac{k}{2\pi} \int_0^{2\pi} I_{1\max} I_{2\max} \sin \omega t \sin (\omega t + \varphi) = \frac{k}{2} I_{1\max} I_{2\max} \cos \varphi .$$

Таким образом, максимальное значение корректирующего момента будет и в том случае, когда $\varphi = 0$.

Расчет ферродинамического датчика моментов можно проводить в следующем порядке. Выбрав на основании конструктивных соображений основные размеры датчика и на основании формулы [V. 22) число витков рамки, определяем необходимое значение индукции в зазоре. Затем, воспользовавшись формулой [V. 23), можно найти количество ампер-витков и определить число витков статорной обмотки по формуле

$$w_2 = \frac{(i_2 w_2)}{\delta_д},$$

где $\delta_д$ — допустимая плотность тока.

Зная число витков, находят сечение обмотки по формуле

$$S_0 = \frac{q_2 w_2}{k_з},$$

где q_2 — поперечное сечение провода статорной обмотки;
$k_з$ — коэффициент заполнения.

Затем следует проверить, вмещается ли обмотка в окно магнитопровода.

Расчет обмотки рамки аналогичен расчету рамок электроизмерительных приборов.

ГЛАВА VI

УСТРОЙСТВА, СОЗДАЮЩИЕ ПРОТИВОДЕЙСТВУЮЩИЙ МОМЕНТ, И ДЕМПФЕРЫ

В некоторых гироскопических устройствах необходимо создать противодействующий момент и устранить незатухающие колебания около положения равновесия. Для создания противодействующего момента в таких приборах применяют различные пружины или специальные электромагнитные устройства, а для устранения колебаний различные демпферы: пневматический, жидкостный *4* (рис. VI. 1, *а*), магнитоиндукционный *5* (рис. VI. 1, *в*) и т. п.

1. Расчет устройств, создающих противодействующий момент *

На рис. VI. 1, *а* показаны два варианта таких устройств, создающих противодействующий момент на оси *3—3* с помощью цилиндрических винтовых пружин. Один конец пружины соединяется с внутренним кольцом *2*, а другой — с основанием прибора *1*.

Момент, действующий на гироскоп от пружины, зависит от величины деформации Δl и жесткости c пружины:

$$M = cR_1^2 \sin \vartheta.$$

Направление этого момента всегда противоположно направлению поворота гироскопа около оси *3—3*.

На рис. VI. 1, *б* приведена схема гироскопа, у которого противодействующий момент на оси *3—3* может быть осуществлен одним из трех вариантов: спиральной пружиной (вариант *II*), плоской пружиной прямоугольного сечения, работающей на кручение (вариант *I*), и плоской пружиной, работающей на изгиб (вариант *III*). Во всех случаях пружины одним концом закрепляются на неподвижном основании *1*, а вторым — на оси внутреннего кольца *2*.

Противодействующий момент можно осуществить также с помощью электромагнитных устройств *4* — датчика моментов (рис. VI. 1, *в*). Якорь таких устройств, закрепленный на оси *3—3*,

* Расчет электромагнитных устройств, применяемых для ограничения свободы вращения гироскопа, дан в гл. VIII.

поворачивается в поле электромагнита, вследствие чего возникает противодействующий момент, стремящийся вернуть кольцо в первоначальное положение.

Если для создания противодействующего момента M_n гиротахометра применяют две растянутые пружины (рис. VI. 1, *а* — вариант *II*), то при повороте внутреннего кольца на угол ϑ растяжение одной из пружин уменьшается, а другой — увеличивается Разность действующих усилий при этом увеличивается, следо-

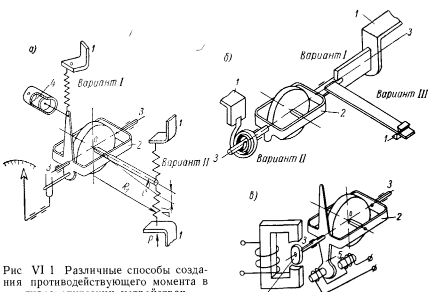


Рис VI 1 Различные способы создания противодействующего момента в гироскопических устройствах

вательно, увеличивается и противодействующий момент. При расчете такой системы руководствуются следующими соображениями (рис. VI. 2, *а*).

При повороте внутреннего кольца на угол ϑ растяжение пружин изменится и на систему будет действовать момент

$$M_n = P_1 R \cos(\vartheta - \alpha_1) - P_2 R \cos(\vartheta + \alpha_2). \qquad \text{(VI.1)}$$

Усилия P_1 и P_2, развиваемые пружинами при изменении их длины, можно выразить через жесткости пружин c_1 и c_2 (усилие, необходимое для растяжения пружины на единицу длины);

$$P_1 = (l_1 + \Delta l_1 - l_{01})\, c_1; \; P_2 = (l_2 - \Delta l_2 - l_{02})\, c_2,$$

где l_0 и l_{02} — длины пружин в нерастянутом состоянии;
l_1 и l_2 — длины пружин в растянутом состоянии.

Согласно **рис. VI. 2**, *а*

$$K = R\,(1 - \cos\vartheta)$$

и

$$(l_1 + \Delta l_1)\sin\alpha_1 = (l_2 - \Delta l_2)\sin\alpha_2 = R\,(1 - \cos\vartheta).$$

Поставив эти соотношения в уравнение (VI. 1), получим

$$M_n = R\left\{\left[\frac{R\,(1-\cos\vartheta)}{\sin\alpha_1} - l_{01}\right] c_1 \cos(\vartheta - \alpha_1) - \right.$$
$$\left. - \left[\frac{R\,(1-\cos\vartheta)}{\sin\alpha_2} - l_{02}\right] c_2 \cos(\vartheta + \alpha_2)\right\}. \qquad \text{(VI.2)}$$

Углы α_1 и α_2 определяются по уравнениям

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = \frac{R\,(1-\cos\vartheta)}{l_1 + R\sin\vartheta}; \quad \operatorname{tg}\alpha_2 = \frac{R\,(1-\cos\vartheta)}{l_2 - R\sin\vartheta}.$$

Обычно в таких системах ставятся одинаковые пружины, т. е.

$$l_1 = l_2 = l,\; c_1 = c_2 = c,\; l_{01} = l_{02} = l_0.$$

Тогда выражение (VI. 2) запишется в виде

$$M_n = Rc\left\{\left[\frac{R\,(1-\cos\vartheta)}{\sin\alpha_1} - l_0\right]\cos(\vartheta - \alpha_1) - \right.$$
$$\left. - \left[\frac{R\,(1-\cos\vartheta)}{\sin\alpha_2} - l_0\right]\cos(\vartheta + \alpha_2)\right\}.$$

На рис. VI 2, *б* приведена зависимость момента противодействия от угла поворота системы. При малых углах отклонения

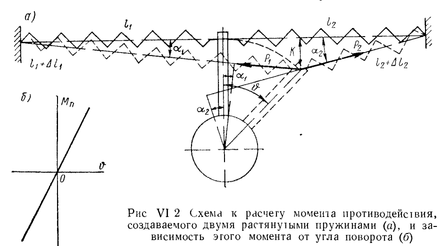


Рис VI 2 Схема к расчету момента противодействия, создаваемого двумя растянутыми пружинами (*а*), и зависимость этого момента от угла поворота (*б*)

момент сопротивления приближенно можно рассчитать по формуле

$$M_n \approx 2cR^2\vartheta,$$

где ϑ — угол отклонения в *рад*.

Если для создания противодействующего момента у гироскопа используют одну пружину (рис. VI. 3, *б*) или две пружины, работающие по схеме, изображенной на рис. VI. 3, *а*, то расчетные соотношения принимают несколько иной вид.

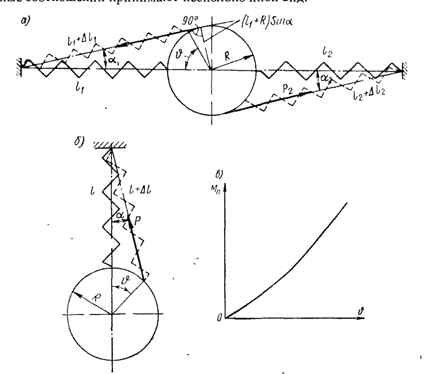


Рис. VI.3. Схема к расчету момента противодействия, создаваемого одной (*б*) или двумя (*а*) пружинами, и зависимость этого момента от угла поворота (*в*)

При повороте внутреннего кольца на угол ϑ (рис. VI. 3, *а*) на систему будет действовать момент

$$M_n = P_1(l_1 + R)\sin\alpha_1 + P_2(l_2 + R)\sin\alpha_2.$$

Выражая усилия P_1 и P_2 через жесткости пружин c_1 и c_2

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= (l_1 + \Delta l_1 - l_{01})\,c_1; \\ P_2 &= (l_2 + \Delta l_2 - l_{02})\,c_2 \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VI.3)}$$

и учитывая, что

$$\left.\begin{aligned} l_1 + \Delta l_1 &= \frac{R\sin\vartheta}{\sin\alpha_1}; \\ l_2 + \Delta l_2 &= \frac{R\sin\vartheta}{\sin\alpha_2}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VI.4)}$$

Максимальный перепад давления в зависимости от давления питающего воздуха может достигать величины 80—120 *н/см*². Поэтому даже при небольших размерах исполнительного элемента можно получить усилие в несколько сотен и даже тысяч ньютонов. Рассмотренная схема не всегда удобна для применения, так как требует использования тяг и имеет незначительное перемещение поршня. Поэтому стабилизирующий двигатель, изображенный на рис. V. 13, *а*, может быть использован в системах, в которых угол стабилизации изменяется в пределах ± (20 ÷ 30°).

Схема, показанная на рис. V. 13, *б*, может обеспечить поворот оси стабилизации на углы ± (150 ÷ 160°). Кроме того, здесь отпадает необходимость в использовании промежуточных тяг, и лопасть *Л* (поршень) может быть укреплена на оси стабилизации непосредственно. Необходимо отметить, что практическое выполнение этого исполнительного механизма сложнее из-за трудности постановки уплотнительных соединений.

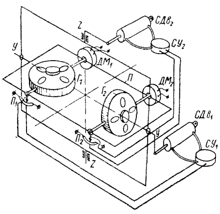


Рис. V.14. Схема двухосного гиростабилизатора

На рис. V. 14 приведена в качестве примера схема двухосного гиростабилизатора, предназначенная для стабилизации головки самонаведения и использующая пневматические стабилизирующие двигатели [67]. При совпадении оси чувствительного элемента головки с линией визирования цели сигналы на датчики моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$ не поступают и система работает в режиме стабилизации. Внешний возмущающий момент, воздействуя на платформу *П*, вызывает прецессию гироскопов $Г_1$ и $Г_2$. Сигналы, снятые с потенциометров $П_1$ и $П_2$, усиливаются и вызывают поворот струйных трубок в струйных усилителях $СУ_1$ и $СУ_2$ (см. гл. VIII). Стабилизирующие двигатели $СДв_1$ и $СДв_2$, прикладывая к осям стабилизации системы усилия, разгружают платформу от действия внешних моментов и осуществляют стабилизацию головки самонаведения по осям *ZZ* и *УУ*. Пусть имеется рассогласование между линией визирования цепи и осью чувствительного элемента головки самонаведения. Тогда на выходе приемника головки появляется сигнал, который после усиления подается на датчики моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$. Воздействие датчиков моментов приводит к повороту платформы до совпадения чувствительного элемента головки с линией визирования цели. Таким образом, система осуществляет слежение за целью с помощью гиростабилизатора.

где P_{max} — максимальная сила, развиваемая пружиной при максимальном изменении ее длины на Δl_{max} *H*;
D — средний диаметр пружины в *мм*,
d — диаметр проволоки в *мм*,
$[\tau]_к$ — допускаемые напряжения кручения (для сталей 500—800 *н/мм*²);
i — число витков;
G — модуль упругости второго рода (для сталей 80 000 *н/мм*²);
$k = \frac{4C+2}{4C-3}$ — коэффициент, учитывающий деформацию сдвига.

Момент противодействия плоской пружины, работающей на изгиб (рис. VI. 1, *б* — вариант *III*), при малых углах поворота внутреннего кольца *2* рассчитывают по формуле

$$M_n = \frac{3EJ}{l}\vartheta,$$

где $J = \frac{ha^3}{12}$ — момент инерции поперечного сечения; a — толщина пружины; h — ширина пружины;
E — модуль упругости материала пружины;
l — длина пружины.

Если применяют спиральную пружину (рис. VI. 1, *б* — вариант *II*), то расчет ее можно выполнить по формулам

$$M_n = \frac{EJ}{L}\vartheta; \quad \sigma_u = \frac{6M_n}{ha^2} \leqslant [\sigma]_u,$$

где L — длина пружины в развернутом состоянии.

Расчет стержневых пружин (рис. VI. 1, *б* — вариант *I*) аналогичен расчету растяжек.

2. Демпферы и их расчет

В ряде гироскопических приборов для демпфирования колебаний чувствительного элемента, а также для обеспечения определенных динамических характеристик его применяют пневматические, жидкостные или магнитоиндукционные успокоители. Динамическая характеристика чувствительного элемента гироскопического прибора, т. е. характеристика в неустановившемся режиме его работы, определяется в значительной степени характеристикой демпфера.

Наиболее просты и удобны воздушные демпферы. Однако наличие трения, малые вязкость и сжимаемость воздуха ограничивают их применение. Поэтому в тех случаях, когда необходимо значительное демпфирование, применяют жидкостные демпферы. Магнитоиндукционные демпферы наиболее выгодно применять там, где имеется достаточно сильное магнитное поле.

Отличительная особенность магнитоиндукционных и жидкостных демпферов по сравнению с воздушными заключается в том, что

сила, с которой они действуют на чувствительный элемент, всегда пропорциональна первой степени скорости движения этого элемента и направлена в сторону, обратную движению, что является значительным преимуществом таких демпферов. Работа магнитоиндукционных демпферов более стабильна, и в значительно меньшей

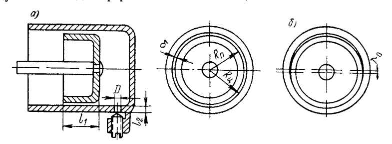


Рис VI 4 Поршневой демпфер

степени, чем работа жидкостных и воздушных демпферов, зависит от изменения температуры и давления окружающей среды. Недостатком магнитоиндукционных демпферов является малая сила демпфирования при малых скоростях движения системы.

Воздушные и жидкостные демпферы конструктивно выполняются трех типов.

1. Демпферы поршневого типа, у которых в цилиндре движется поршень, помещенный в цилиндр с очень малым радиальным зазором (рис. VI. 4, *а*). Цилиндр закрепляется на корпусе прибора, а поршень через тягу связан с чувствительным элементом. В конце цилиндра имеется капиллярное отверстие для выхода воздуха или жидкости (как правило, отверстие можно частично перекрыть конусом регулировочного винта). При перемещении поршня вытесняемый воздух не успевает выходить через отверстие и через узкую щель между цилиндром и поршнем, и в цилиндре возникает давление, которое, воздействуя на поршень, создает демпфирующую силу, пропорциональную скорости перемещения поршня относительно цилиндра. При изменении направления движения поршня в цилиндре создается вакуум и меняется направление демпфирующей силы,

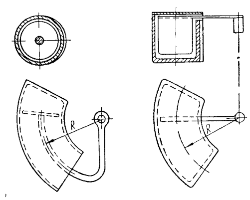


Рис VI 5 Камерный демпфер

2. Камерные демпферы, у которых в закрытой камере перемещается легкое крыло круглой или прямоугольной формы (рис. VI. 5). Вследствие малого зазора между стенками камеры и крылом при движении последнего давления воздуха с обеих сторон крыла изменяется и создается торможение. Такие демпферы применяются для систем с малым моментом инерции.

3. Поплавковый жидкостный демпфер. Он состоит из цилиндра, помещенного с зазором в полом цилиндрическом корпусе, наполненном жидкостью. При повороте цилиндра вокруг своей оси между его поверхностью и поверхностью корпуса благодаря трению цилиндра о жидкость возникает момент торможения.

Расчет демпферов поршневого типа (рис. VI. 4, *а*) сводится к определению силы сопротивления движению поршня в функции скорости его движения [5; 26; 115].

Как известно, сила сопротивления движению поршня равна

$$P = \pi R^2 \Delta p = \frac{384\pi\mu_1 R^4 l_1 l_2}{3 l_1 D^4 + 64 l_2 R \delta^3} U,$$

где μ_1 — коэффициент вязкости (для воздуха при $t = 288°$ К $\mu = 1{,}8 \cdot 10^{-9}$ *н* · *сек/см*^{2});

$R = \frac{1}{2}(R_ц + R_п)$ — средний радиус кольцевой щели между цилиндром радиуса $R_ц$ и поршнем радиуса $R_п$;

l_1 — длина щели в *см*;

l_2 — длина капилляра в *см*;

D — диаметр капилляра в *см*;

δ — зазор между поршнем и цилиндром (ширина щели) в *см*;

Δp — перепад давления,

U — скорость перемещения поршня.

Коэффициент демпфирования

$$K_д = \frac{P}{U} = \frac{384\pi\mu_1 R^4 l_1 l_2}{3 l_1 D^4 + 64 l_2 R \delta^3}. \qquad (VI.9)$$

При закрытом капилляре коэффициент демпфирования будет максимальным:

$$K_д = \frac{6\pi\mu_1 R^3 l_1}{\delta^3}.$$

Практически поршень своей образующей часто касается цилиндра, при этом щель будет иметь вид, показанный на рис. VI. 4, *б* В этом случае эксцентриситет поршня λ_0 равен ширине щели δ и сила сопротивления движению поршня выразится уравнением

$$P = \frac{384\pi\mu_1 R^4 l_1 l_2}{3 l_1 D^4 + 160 l_2 R \delta^3} U. \qquad (VI.10)$$

На основании анализа динамических погрешностей системы выбирают величину требующегося коэффициента демпфирования K_∂ * и по формуле (VI. 9) подбирают необходимые размеры демпфера.

Для демпфера, показанного на рис. VI. 6, *а*, коэффициент демпфирования можно определить графо-аналитическим методом [26]. По графику, приведенному на рис. VI. 6, *б*, в зависимости от диаметра отверстия в поршне d находят коэффициент K_0 для

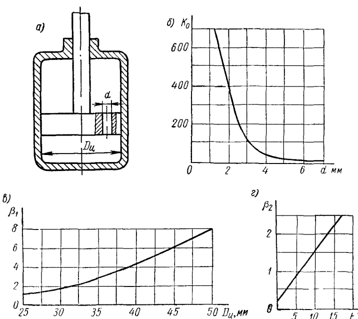


Рис. VI 6 Поршневой демпфер и графики для его расчета

демпфера с диаметром цилиндра $D_ц = 28{,}55$ *мм*, заполненного рабочей жидкостью с вязкостью, равной 6° по шкале Энглера. Для демпферов с другими диаметрами цилиндра и другой вязкостью рабочей жидкости необходимо величину коэффициента демпфирования K_0 умножить на поправочные коэффициенты β_1 и β_2, найденные по графикам, приведенным на рис. VI. 6, *в*, *г*:

$$K_\partial = K_0\beta_1\beta_2.$$

Особенность работы воздушного демпфера по сравнению с жидкостным заключается в следующем. За счет сжимаемости воздуха

* Для жидкостных демпферов необходимо, чтобы

$$\frac{6\pi\mu_1 R^3 l_2}{\delta^3} > K_\partial$$

в первый момент после перемены направления движения поршня воздух в цилиндре не только препятствует движению поршня, но даже помогает этому движению, так как цилиндр еще заполнен воздухом, сгущенным или разреженным благодаря предшествующему движению поршня в обратном направлении. Таким образом, воздушный демпфер в этот момент работает скорее как дополнительная пружина. Это явление особенно сказывается при большой частоте колебаний системы. Аналогичным образом воздушный поршневой демпфер работает и при резких быстрых перемещениях поршня, когда только очень незначительное количество воздуха успевает пройти через капилляр и кольцевую щель. В этом случае сила, создаваемая поршнем, имеет характер упругой силы. Кроме того, при малой амплитуде колебаний, даже с большой частотой, демпфирование может оказаться незначительным, так как для того, чтобы воздух в цилиндре мог оказать давление на поршень, нужно его сжать, т. е. уменьшить его объем. Таким образом, воздушные демпферы лучше применять в таких системах, где возможные частоты работы (как собственные, так и вынужденные) невелики. Более точное уравнение, связывающее скорость движения поршня воздушного демпфера с силой, которую необходимо прикладывать к поршню для того, чтобы осуществить движение поршня с заданной скоростью, можно получить из следующих соображений.

При медленном движении поршня, т. е. при наличии изотермического процесса внутри цилиндра, можно записать

$$p_n Q = m R_г T,$$

где p_n — давление воздуха на поршень;
Q — объем полости цилиндра между поршнем и дном;
m — масса воздуха в цилиндре;
$R_г$ — газовая постоянная;
T — абсолютная температура.

Считая движение воздуха внутри капиллярного отверстия и щели между поршнем и цилиндром ламинарным, можно записать уравнение, характеризующее расход воздуха:

$$\frac{dm}{dt} = -\frac{S^2}{K_д} p_n q \left[1 - \left(\frac{p_0}{p_n}\right)^2\right], \qquad (VI.11)$$

где $S = \pi R^2$ — площадь поршня;
$K_д$ — коэффициент демпфирования;
$q = \frac{m}{Q} = \frac{p_n}{R_г T}$ — плотность воздуха;
p_0 — давление в окружающей среде.

Обычно $p_n - p_0 = \Delta p \leqslant p_0$. Тогда приближенно

$$\frac{dm}{dt} \approx -\frac{S^2}{R_г T K_д} 2 p_0 \Delta p. \qquad (VI.12)$$

Продифференцировав уравнение (VI. 11) и подставив в него выражение $\frac{dm}{dt}$ из уравнения (VI. 12), получим

$$p_n \frac{dQ}{dt} + Q \frac{dp_n}{dt} = -\frac{S^2}{K_\partial} 2p_0 \Delta p.$$

При перемещении поршня на величину x объем воздуха в полости цилиндра между поршнем и дном Q изменится и будет равен

$$Q_1 = Q + Sx.$$

Сила, действующая на поршень, $P = S\Delta p$, а изменение давления внутри цилиндра при неизменном давлении p_0 равно

$$\frac{dp}{dt} = \frac{d(p_n - p_0)}{dt} = \frac{d\Delta p}{dt}.$$

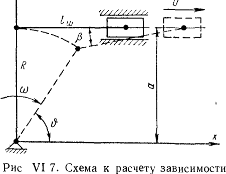


Рис VI 7. Схема к расчету зависимости $u = f(\omega)$

Если учесть, что давление p_n мало отличается от давления p_0, то для малых перемещений поршня, т. е. для $Sx \ll Q$, окончательно можно записать

$$\frac{dx}{dt} = -\frac{2}{K_\partial}\left(P + \frac{QK_\partial}{2S^2p_0} \cdot \frac{dP}{dt}\right).$$

Связь между скоростью поршня и угловой скоростью внутреннего кольца гироскопа ω может быть получена из кинематической схемы, представленной на рис. VI. 7.

Сумма проекций звеньев на ось y

$$a = R \sin \vartheta + l_ш \sin \beta,$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{R}{l_ш}\left(\frac{a}{R} - \sin \vartheta\right). \qquad \text{(VI.13)}$$

Сумма проекций на ось x

$$x_n = R \cos \vartheta + l_ш \cos \beta.$$

Продифференцировав выражение, получим

$$R\omega \cos \vartheta + l_ш \omega_1 \cos \beta = 0;$$

$$-R\omega \sin \vartheta - l_ш \omega_1 \sin \beta = U.$$

Выразив ω_1 через ω и проделав ряд преобразований, получим выражение для скорости поршня

$$U = -R\omega \frac{\sin(\vartheta + \beta)}{\cos \beta}.$$

Угол β определяется по формуле (VI. 13).

Расчет камерных воздушных демпферов сложен и не обеспечивает надлежащей точности результатов ввиду неопределенности исходных данных: движения воздушных потоков, состояния внутренних поверхностей и т. д.

Приближенно тормозное усилие можно рассчитать по формуле

$$P \approx k\mu_1 \frac{USl}{\delta^2},$$

где S — площадь крыла в $см^2$;
U — скорость движения крыла в $см/сек$;
δ — ширина щели между камерой и крылом в $см$;
l — длина боковой поверхности крыла в $см$;
μ_1 — коэффициент вязкости в $н.\ сек/см^2$;
k — коэффициент, зависящий от формы крыла и чистоты обработки поверхности.

В литературе [3] также приводятся эмпирические формулы для расчета коэффициента демпфирования камерных демпферов.

Плоское крыло:

$$K_\partial = \left(\frac{0{,}173}{\delta} + 0{,}118\right) SR \cdot 10^{-5}\ н \cdot см \cdot сек/рад;$$

плоское крыло с загнутыми краями:

$$K_\partial = \left(\frac{0{,}248}{\delta} + 0{,}169\right) SR \cdot 10^{-5}\ н \cdot см \cdot сек/рад;$$

поршень:

$$K_\partial = \left(\frac{0{,}335}{\delta} + 0{,}032\right) SR^2 \cdot 10^{-5}\ н \cdot см \cdot сек/рад;$$

поршень с загнутыми краями:

$$K_\partial = \left(\frac{0{,}435}{\delta} + 0{,}0415\right) SR^2 \cdot 10^{-5}\ н \cdot см \cdot сек/рад.$$

Здесь δ — зазор между крылом и стенками камеры в $мм$ (0,3—1 $мм$).

Коэффициент демпфирования K_∂ поплавкового жидкостного демпфера без учета трения жидкости о торцы (при больших торцовых зазорах) может быть рассчитан по формуле

$$K_\partial = \frac{\pi D^3 l \mu_1}{4\delta}\ н \cdot см \cdot сек/рад,$$

где D — диаметр поплавка в $см$;
l — длина поплавка в $см$;
μ_1 — коэффициент вязкости жидкости в $н \cdot сек/см^2$;
δ — зазор между стенками поплавка и цилиндра в $см$.

Магнитоиндукционные демпферы основаны на взаимодействии магнитного потока, создаваемого постоянным магнитом или электромагнитом, с вихревыми токами, наводимыми

Максимальный перепад давления в зависимости от давления питающего воздуха может достигать величины 80—120 *н/см*². Поэтому даже при небольших размерах исполнительного элемента можно получить усилие в несколько сотен и даже тысяч ньютонов. Рассмотренная схема не всегда удобна для применения, так как требует использования тяг и имеет незначительное перемещение поршня. Поэтому стабилизирующий двигатель, изображенный на рис. V. 13, *а*, может быть использован в системах, в которых угол стабилизации изменяется в пределах $\pm$ (20 $\div$ 30°).

Схема, показанная на рис. V. 13, *б*, может обеспечить поворот оси стабилизации на углы $\pm$ (150 $\div$ 160°). Кроме того, здесь отпадает необходимость в использовании промежуточных тяг, и лопасть *Л* (поршень) может быть укреплена на оси стабилизации непосредственно. Необходимо отметить, что практическое выполнение этого исполнительного механизма сложнее из-за трудности постановки уплотнительных соединений.

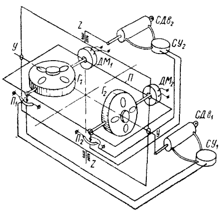


Рис. V.14. Схема двухосного гиростабилизатора

На рис. V. 14 приведена в качестве примера схема двухосного гиростабилизатора, предназначенная для стабилизации головки самонаведения и использующая пневматические стабилизирующие двигатели [67]. При совпадении оси чувствительного элемента головки с линией визирования цели сигналы на датчики моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$ не поступают и система работает в режиме стабилизации. Внешний возмущающий момент, воздействуя на платформу *П*, вызывает прецессию гироскопов $Г_1$ и $Г_2$. Сигналы, снятые с потенциометров $П_1$ и $П_2$, усиливаются и вызывают поворот струйных трубок в струйных усилителях $СУ_1$ и $СУ_2$ (см. гл. VIII). Стабилизирующие двигатели $СДв_1$ и $СДв_2$, прикладывая к осям стабилизации системы усилия, разгружают платформу от действия внешних моментов и осуществляют стабилизацию головки самонаведения по осям *ZZ* и *УУ*. Пусть имеется рассогласование между линией визирования цепи и осью чувствительного элемента головки самонаведения. Тогда на выходе приемника головки появляется сигнал, который после усиления подается на датчики моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$. Воздействие датчиков моментов приводит к повороту платформы до совпадения чувствительного элемента головки с линией визирования цели. Таким образом, система осуществляет слежение за целью с помощью гиростабилизатора.

Если рамка намотана из проволоки (рамка моментного датчика), то коэффициент демпфирования находится по несколько иному уравнению

$$K_д = \frac{(Bhbw)^2}{R_p + R_в} \ н \cdot м \cdot сек/рад,$$

где w — число витков;

R_p и $R_в$ — омическое сопротивление обмотки и внешней цепи.

Если в качестве подвижной части используется металлический стаканчик, вращающийся по отношению к магниту (рис. VI. 8, *б*), то коэффициент демпфирования можно рассчитать по формуле

$$K_д = \frac{4B^2h^3R^2p\delta_1}{\tau_1\left(1 + \frac{h^2}{\tau_1^2}\right)\rho} \ln\frac{\tau_1}{l} \ н \cdot м \cdot сек/рад,$$

где h — активная длина стаканчика в *м*;

R — радиус стаканчика в *м*;

p — число пар полюсов магнита;

δ_1 — толщина стаканчика в *м*;

τ_1 — полюсное деление в *м*;

l — расстояние между краями двух смежных полюсов в *м*.

Расчет демпфера, у которого подвижная часть имеет форму

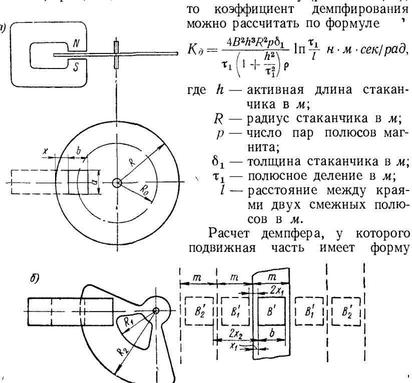
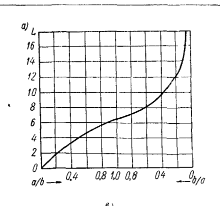


Рис VI.9. Дисковый и секторный магнитоиндукционные демпферы

диска или сектора (рис. VI. 9), может быть сделан весьма приближенно, так как пути токов в диске точно установить невозможно и, кроме того, трудно учесть рассеивание магнитного потока у полюсов. Коэффициент демпфирования для таких демпферов рассчитывается по формуле, которая выведена в предположении, что радиус диска или сектора R значительно больше, чем размеры сечения магнита:

$$K_д = \frac{B^2b^2\delta_1}{4\pi\rho}(L - K) R_0^2 \, 10^2 \ н \cdot м \cdot сек/рад, \qquad (VI.14)$$



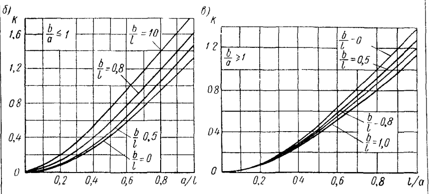


Рис. VI.10. Графики для определения коэффициентов L и K

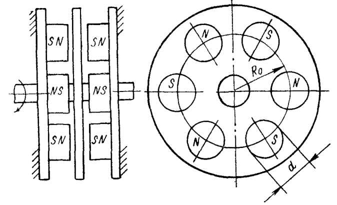


Рис. VI.11. Дисковый магнитоиндукционный демпфер

где b — ширина полюса магнита в *м*;
δ_1 — толщина диска в *м*;
R_0 — расстояние от центра диска до центра полюса в *м*;
L и K — безразмерные коэффициенты.

Коэффициенты L и K определяются по рис. VI. 10, *а*, *б*, *в* как функции отношений a/b и a/l, где a — толщина прямоугольного сечения полюса магнита и $l = b + 2x$ (рис. VI. 9, *а*). Воздушный зазор магнита примерно равен 2—3 *мм*.

По приведенным формулам можно рассчитать и секторные демпферы (рис. VI. 9, *б*). При этом сектор условно заменяют прямолинейной пластиной шириной $m = R_2 - R_1$, слева и справа от пластины помещают так называемые отображения B_1', B_2', ..., B_n полюса. Отображение B_1' находится от полюса B' на расстоянии $2x_1$, отображение B_2' на расстоянии $2x_2$ и т. д.

Расчет коэффициента демпфирования ведется по той же формуле (VI. 14), но коэффициент K принимается равным

$$K = 2(K_1 + K_2 + \ldots + K_n).$$

Величины $K_1, K_2, \ldots, K_n$ определяются по кривым, приведенным на рис. VI. 10, *а*, *б*, *в*, для $l_1 = b + 2x_1$; $l_2 = b + 2x_2$ и т. д. Для практических расчетов достаточно ограничиться двумя отображениями.

В некоторых случаях в качестве демпфера используют диск, вращающийся между несколькими магнитами, закрепленными по кругу (рис. VI. 11). Для такого демпфера коэффициент демпфирования равен

$$K_\partial = \frac{24{,}2B^2d^3R_0\delta_1 p}{\rho \sin\frac{\pi}{p}},$$

где d — диаметр постоянного магнита в *м*.

ГЛАВА VII

АРРЕТИРУЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

При невращающемся роторе чувствительный элемент прибора, установленного на основание, движущееся с ускорением или подверженное вибрации, несмотря на тщательную балансировку, может совершать беспорядочные движения, ударяясь о элементы, ограничивающие его повороты. Эти удары приводят к разбалансировке прибора, повреждению токоподводящих и опорных устройств и другим вредным последствиям.

Нежелательные движения гироскопа в нерабочем состоянии устраняются с помощью арретирующих устройств, фиксирующих положение чувствительного элемента относительно корпуса прибора. В отдельных приборах арретирующие устройства используются для начальной установки оси гироскопа, для разворота картушки прибора, для устранения послевиражных ошибок. Наибольшее распространение арретирующие устройства получили в гироскопических приборах, устанавливаемых на платформах, обладающих большой маневренностью.

Основными требованиями, предъявляемыми к арретирующим устройствам, являются большая точность начального ориентирования осей прибора, малое время срабатывания, малый возмущающий момент, надежность работы.

Арретирующие устройства современных гироскопических приборов могут быть подразделены на два основных типа:

1) арретирующие устройства ручного управления;
2) арретирующие устройства дистанционного управления.

1. Арретирующие устройства ручного управления

Арретирующие устройства ручного управления могут быть использованы в гироскопических приборах, устанавливаемых на приборном щите в помещении командира корабля или штурманской рубке.

Арретирующие устройства гирополукомпасов. Большинство арретирующих устройств гирополукомпасов предназначено не только для арретирования чувствительного элемента прибора, но и для установки его картушки в требуемое положение.

На рис. VII. 1 представлено арретирующее устройство электрического гирополукомпаса ГПК-48. В этом устройстве разделены механизмы арретирования наружного кольца карданного подвеса и поворота картушки прибора. Здесь использован принцип арретирования внутреннего кольца подвеса с помощью стопорного рычага. Арретирование гироскопа гирополукомпаса осуществляется подачей вперед ручки арретира *1*, насаженной на ось *2* и жестко с ней свя-

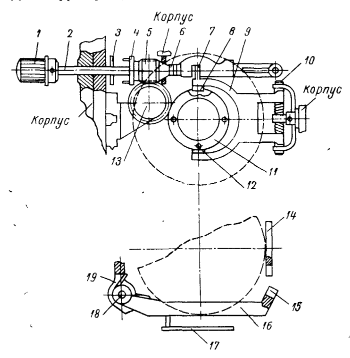


Рис. VII.1. Арретирующее устройство электрического гирополукомпаса

занной. Перемещение ручки *1* вызывает поступательное движение оси *2* и насаженного на нее диска *3*, в котором имеются 22 отверстия. При соприкосновении дисков *3* и *4* штифты диска *4* входят в отверстия диска *3*, что обеспечивает связь ручки *1* с винтовым колесом *5*, имеющим внутри цилиндрическую выточку, по которой перемещается ось *2*. При поступательном движении оси *2* происходит перемещение ползуна *6*, имеющего вырез, в котором в вертикальном направлении может перемещаться поводок *7* вилки арретира *9*. Вертикальное перемещение поводка *7* приводит к вращению вилки *9* вокруг оси *10*. При повороте вилки *9* «сухарики» *8*, связанные с вилкой и входящие в паз шестеренчатой муфты *11*, поднимают муфту, и запрессованные в нее штифты *12* входят в отверстия диска

со стойками *17*, связанного с наружным кольцом карданного подвеса. Наружное кольцо оказывается заарретированным.

Арретирование внутреннего кольца карданного подвеса осуществляется с помощью рамки арретира *16*, которая вращается вокруг оси *18* под давлением со стороны диска со стойками *17*, к которому она прижата пружиной *19*. Войдя в соприкосновение с фигурным кулачком *14*, жестко связанным с внутренним кольцом, зуб *15* рамки арретира *16* начинает давить на кулачок и заставляет кожух с гиромотором поворачиваться вокруг оси вращения внутреннего кольца карданного подвеса. Это вращение происходит до тех пор, пока зуб *15* не войдет в углубление, имеющееся в фигурном кулачке *14*. С этого момента внутреннее кольцо находится в заарретированном состоянии.

Поворот картушки прибора на заданный курс производится следующим образом. Вращая ручку *1*, поворачивают диск *3*, находящийся в сцеплении с диском *4*, жестко связанным с винтовым колесом *5*.

При вращении винтового колеса *5* вращается винтовая шестерня *13* и соосная с нею шестерня (на рисунке не показана). Вращение соосной шестерни передается шестеренчатой муфте арретира *11* и скрепленному с ней при помощи штифтов *12* диску со стойками *17*, смонтированному на наружной раме. Вращение диска со стойками *17* передается наружному кольцу карданного подвеса, с которым связана картушка прибора.

Рассмотренное арретирующее устройство оправдало себя в эксплуатации. Его существенным недостатком является накладывание на гироскоп внешнего момента при установке картушки на нужный курс. Этот недостаток можно исключить путем конструктивной развязки картушки и наружного кольца подвеса гироскопа. В некоторых приборах (ГПК-52) арретирующие устройства отсутствуют. В таких приборах установка картушки на заданный курс осуществляется специальным механизмом.

Арретирующие устройства гироскопических авиагоризонтов. Устройство, представленное на рис. VII.2, предназначено для арретирования гироскопа в нерабочем состоянии и для быстрого устранения ошибок в показаниях прибора после выполнения самолетом какого-либо маневра.

Арретирование гироскопа осуществляется с помощью ручки *13*. При выдвижении ручки *13* начинает поступательно двигаться тяга арретира *11* и связанный с нею упор *6*, который начинает давить на стакан *7*. Движение стакана *7* вызывает сжатие пружин *5* и *9*. Под давлением рабочей пружины *5* начинается движение направляющей тяги *8* и *10*, вместе с которой перемещается кулачок *3*. Конец *А* кулачка *3* упрется в поверхность большого кулачка *14*, и дальнейшее его движение прекратится. Последующее перемещение ручки *13* вызывает движение стакана *7* и дополнительное сжатие пружин *5* и *9*. Стакан *7* входит в защелку *4* и в момент, когда

коническая втулка *12* доходит до упора, защелка *4* захватывает стакан *7* за торец. Рабочая пружина *5* максимально сжата и продолжает через конец *А* кулачка *3* давить на большой профилированный кулачок *14*. Сила давления вызывает появление момента *М*, вектор которого направлен по оси вращения наружного кольца карданного подвеса. При вращающемся роторе гироскоп под действием момента *М* начнет вращаться вокруг оси вращения внутреннего кольца, и наступит момент, когда внутреннее кольцо упрется в наружное. Гироскоп теряет одну степень свободы и начинает под действием момента *М* вращаться вокруг оси вращения наружного кольца. Конец *А* кулачка *3* входит в паз большого кулачка *14*. К этому моменту наклонная плоскость *Б* кулачка *3* начинает давить на толкатель *2*, который, в свою очередь, давит на малый кулачок *1*. Так как гироскоп вследствие арретирования наружного кольца потерял одну степень свободы, он ведет себя как гироскоп с двумя

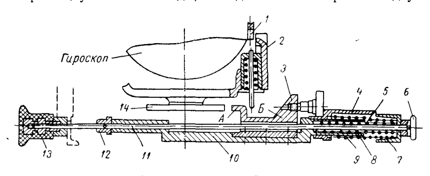


Рис. VII.2. Арретирующее устройство авиагоризонта

степенями свободы, т. е. вращается в направлении приложенного момента. Таким образом, под давлением толкателя *2* гироскоп вращается вместе с внутренней рамкой вокруг оси ее вращения до тех пор, пока толкатель *2* не войдет в углубление в малом кулачке *1*. Авиагоризонт оказывается заарретированным по обеим осям.

Разарретирование авиагоризонта осуществляется нажатием ручки *13*. При этом тяга арретира *11* давит на упор *6*, который раздвигает защелку *4*.

Под действием силы упругости пружин *5* и *9* все детали арретирующего устройства возвращаются в исходное положение и гироскоп приобретает свободу поворота вокруг осей вращения колец карданного подвеса.

В авиагоризонтах, предназначенных для эксплуатации на объектах, обладающих большой маневренностью, предусматривается особая система, обеспечивающая нормальную работу прибора при любых эволюциях объекта путем сохранения угла 90° между внутренней и наружной рамками карданного подвеса, благодаря

коническая втулка *12* доходит до упора, защелка *4* захватывает стакан *7* за торец. Рабочая пружина *5* максимально сжата и продолжает через конец *А* кулачка *3* давить на большой профилированный кулачок *14*. Сила давления вызывает появление момента *М*, вектор которого направлен по оси вращения наружного кольца карданного подвеса. При вращающемся роторе гироскоп под действием момента *М* начнет вращаться вокруг оси вращения внутреннего кольца, и наступит момент, когда внутреннее кольцо упрется в наружное. Гироскоп теряет одну степень свободы и начинает под действием момента *М* вращаться вокруг оси вращения наружного кольца. Конец *А* кулачка *3* входит в паз большого кулачка *14*. К этому моменту наклонная плоскость *Б* кулачка *3* начинает давить на толкатель *2*, который, в свою очередь, давит на малый кулачок *1*. Так как гироскоп вследствие арретирования наружного кольца потерял одну степень свободы, он ведет себя как гироскоп с двумя

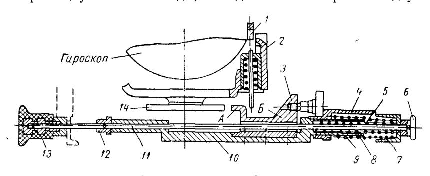


Рис. VII.2. Арретирующее устройство авиагоризонта

степенями свободы, т. е. вращается в направлении приложенного момента. Таким образом, под давлением толкателя *2* гироскоп вращается вместе с внутренней рамкой вокруг оси ее вращения до тех пор, пока толкатель *2* не войдет в углубление в малом кулачке *1*. Авиагоризонт оказывается заарретированным по обеим осям.

Разарретирование авиагоризонта осуществляется нажатием ручки *13*. При этом тяга арретира *11* давит на упор *6*, который раздвигает защелку *4*.

Под действием силы упругости пружин *5* и *9* все детали арретирующего устройства возвращаются в исходное положение и гироскоп приобретает свободу поворота вокруг осей вращения колец карданного подвеса.

В авиагоризонтах, предназначенных для эксплуатации на объектах, обладающих большой маневренностью, предусматривается особая система, обеспечивающая нормальную работу прибора при любых эволюциях объекта путем сохранения угла 90° между внутренней и наружной рамками карданного подвеса, благодаря

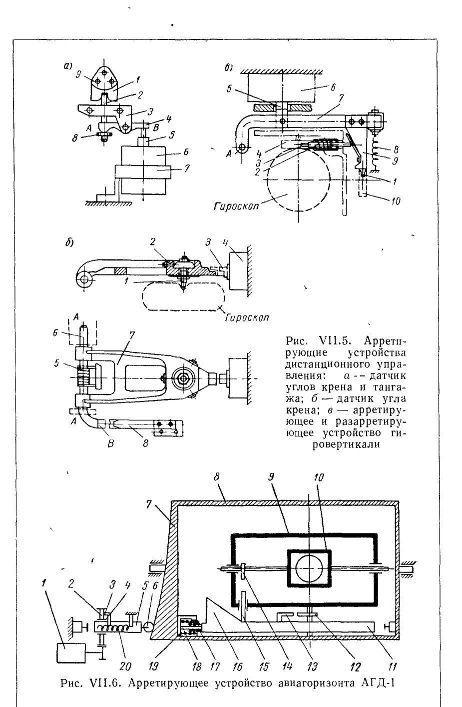


Рис. VII.5. Арретирующие устройства дистанционного управления: *а* — датчик углов крена и тангажа; *б* — датчик угла крена; *в* — арретирующее и разарретирующее устройство гировертикали

Рис. VII.6. Арретирующее устройство авиагоризонта АГД-1

Упорные планки *1* жестко соединены винтами *9* с наружной или внутренней рамкой подвеса. В центрирующий паз планки *1* входит штифт *2*, перемещающийся в направляющей планке *3*, неподвижной относительно корпуса электромагнита. При поступлении сигнала в обмотку электромагнита *6*, смонтированного в стойке *7*, происходит выталкивание стержня *5*, который перемещает вверх конец *В* коромысла *4*. При этом конец *А* коромысла опускается, давит на гайку *8* и, перемещая вниз штифт *2*, выводит его из зацепления с упорной планкой *1*. Таким образом осуществляется разарретирование прибора.

Несколько иначе оформлено устройство для автоматического разарретирования другого гироскопа с тремя степенями свободы и вертикально расположенной осью собственного вращения ротора (рис. VII. 5, *б*). Разарретирование гироскопа осуществляется следующим образом: управляющий сигнал поступает на обмотку электромагнита *4*, вызывая втягивание сердечника *3*. После того как сердечник *3* выходит из зацепления с планкой *7* арретира, под действием пружины *5* планка *7* вместе с осью *6* поворачивается вокруг оси *АА* и выводит из углубления в гироскопе штифт *1*, центрируемый винтами *2*. При повороте планки *7* и оси *6* вокруг оси *АА* поднимается конец *В* оси *6* и замыкает верхний контакт реле *8*. При этом происходит замыкание цепи соответствующей сигнальной лампочки.

На рис. VII. 5, *в* представлена кинематическая схема арретира, осуществляющего автоматическое арретирование и разарретирование гироскопа с тремя степенями свободы и вертикально ориентированной главной осью. При подаче сигнала на обмотку электромагнита *6* происходят втягивание сердечника *5* и поворот рычага *7* вокруг оси *А*. При повороте рычага *7* арретирующий штифт *1* начинает выходить из углубления в упорной планке *10*, а арретирующий штифт *3* под действием отжимающей пружины *2* скользит по скосу направляющей *9* и выходит из зацепления с упорной планкой *4*.

Таким образом, во время работы прибора электромагнит *6* находится под током. После прекращения подачи сигнала в обмотку электромагнита *6* все элементы системы возвращаются в исходное положение под действием пружины *8* и происходит арретирование гироскопа по тому же принципу, что и в устройстве, приведенном на рис. VII. 2.

Кинематическая схема арретирующего механизма дистанционного авиагоризонта АГД-1 [122] приведена на рис. VII. 6. Этот механизм также предназначен для быстрого приведения чувствительного элемента прибора в рабочее состояние.

Арретирующий механизм АГД-1 предназначен для работы в двух режимах: в режиме запуска (арретирование происходит при невращающемся роторе) и в режиме арретирования при горизонтальном полете (арретирование проводится при работающем

роторе и осуществляется при помощи кнопки с надписью: «Арретирование только при горизонтальном полете»).

Процесс арретирования происходит следующим образом. При подаче постоянного напряжения начинает вращаться двигатель *1*. Происходит поворот пальца *3* через редуктор *2* по винтовой канавке штока *5*, который, не вращаясь, перемещается по направляющей втулке *4*. Ролик *6*, укрепленный на конце штока *5*, давит на торцовый кулачок *7* следящей рамы *8*. Происходит поворот следящей рамы и установление ее в рабочее положение, в котором ось внешней рамки параллельна поперечной оси самолета. После этого ролик *6* соскальзывает с кулачка *7* и начинает давить через стержень *18* и пружину *17* на толкатель *11*. Выступ *13* толкателя *11* давит на кулачок *12*, насаженный на ось внешней рамки *9*. Сила давления на кулачок *12* создает момент относительно оси вращения внешней рамки. При вращающемся роторе этот момент вызывает прецессию гироскопа вокруг оси внутренней рамки *10*. При этом остаются неподвижными внешняя рамка *8*, кулачок *12*, шток *5* и толкатель *11*.

Двигатель продолжает вращаться, но во фрикционной муфте редуктора *2* происходит проскальзывание. Гироскоп, вращаясь вокруг внутренней оси, доходит до упора и теряет одну степень свободы. После этого начинается вращение вокруг оси наружной рамки, которое происходит до тех пор, пока выступ *13* не войдет в вырез кулачка *12*.

Внешняя рамка будет зафиксирована так, чтобы ось внутренней рамки была параллельна продольной оси самолета. После фиксирования внешней рамки косой кулачок *16* начинает давить на толкатель *15* и через него на кулачок *14*, вызывая поворот гироскопа вокруг оси внутренней рамки до момента, пока толкатель *15* не войдет в вырез кулачка *14*, фиксируя его.

Весь цикл арретирования совершается за один оборот шестерни редуктора. Совершив также один оборот, палец *3* попадает в продольную канавку штока *5* и под действием пружин *19* и *20* возвращается в исходное состояние.

При невращающемся роторе моменты, создаваемые силой давления толкателей *13* и *15* на кулачки *12* и *14*, будут вызывать вращение гироскопа вокруг осей, по которым эти моменты действуют. Так как в этом случае моменты вызывают ускоренное вращение, время арретирования сокращается.

На время арретирования система отработки следящей рамки блокируется с помощью концевого выключателя. После завершения процесса арретирования и возвращения элементов арретирующего механизма в исходное положение происходит автоматическое выключение питания двигателя *1* арретира и замыкается цепь возбуждения двигателя отработки следящей рамки. Более подробное описание работы арретирующего механизма дано в [122].

Основным недостатком арретирующего устройства АГД-1 является свободное состояние чувствительного элемента прибора при выключенном питании.

3. Выбор параметров кулачков арретирующих механизмов

В арретирующих механизмах ручного и дистанционного управления широко применяются кулачки. В кулачковых механизмах некоторых арретирующих устройств ведущим звеном является не кулачок, а толкатель.

Условие передачи движения от толкателя к кулачку имеет вид [81]

$$\operatorname{tg} \varphi_0 \geqslant \mu,$$

где φ_0 — угол наклона профиля кулачка;

μ — коэффициент трения.

Для плавного движения необходимо выполнение дополнительного условия: $\varphi_0 = \text{const}$. Этому условию полностью удовлетворяют кулачки с профилем, очерченным по логарифмической спирали, и с некоторыми допущениями — кулачки с профилем, выполненным по архимедовой спирали. Вследствие более простой технологии

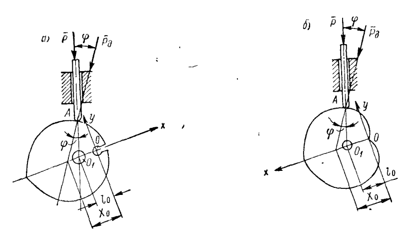


Рис. VII.7. Силовые схемы

изготовления наибольшее применение получили кулачки, очерченные по архимедовой спирали. В литературе имеются также указания о применении кулачков с профилем в виде кардиоиды.

При вращающемся роторе гироскопа время арретирования t_a в первом приближении может быть определено по формуле

$$t_a = \frac{H}{M_a} \psi, \qquad \text{(VII.1)}$$

где ψ — угол поворота чувствительного элемента;
H — кинетический момент гироскопа;
M_a — арретирующий момент.

При невращающемся роторе

$$t_a = \sqrt{\frac{2J\psi}{M_a}}, \qquad (VII.2)$$

где J — момент инерции чувствительного элемента относительно оси вращения.

Для уменьшения ударных нагрузок в паре фиксатор — кулачок желательно, чтобы к моменту арретирования угловая скорость ω поворота чувствительного элемента была наименьшей. Из формул (VII.1) и (VII.2) видно, что характер изменения угловой скорости $\omega = \frac{\psi}{t_a}$ определяется в основном законом изменения момента M_a при повороте кулачка.

На рис. VII.7, *а* представлена схема кулачка с профилем, выполненным по архимедовой спирали, на рис. VII.7, *б* — по кардиоиде. Угол φ на рис. VII.7 — угол давления (угол, составленный вектором $\bar{P}_\partial$, направленным по нормали к траектории и являющимся составляющей силы давления толкателя $\bar{P}$, и вектором скорости толкателя).

При $l_0 = 0$ углы φ_0 и φ равны.

Арретирующий момент M_a является моментом силы $\bar{P}_\partial$ относительно точки O_1 — оси вращения кулачка, совпадающей с осью вращения наружной или внутренней рамки подвеса чувствительного элемента.

Из рис. VII.7, *а*, *б* получим

$$M_a = P_\partial AO_1 \sin\varphi.$$

Таким образом, для определения арретирующего момента M_a необходимо знать расстояние AO_1 и $\sin\varphi$ для данной точки профиля.

Рассмотрим профиль, выполненный по архимедовой спирали. Уравнения архимедовой спирали:

в полярных координатах

$$r = a\alpha;$$

в прямоугольной системе координат

$$x = a\alpha\cos\alpha;$$

$$y = a\alpha\sin\alpha.$$

На рис. VII.8, *а* угол φ — угол давления, точка O — полюс спирали, точка O_1 — ось вращения кулачка.

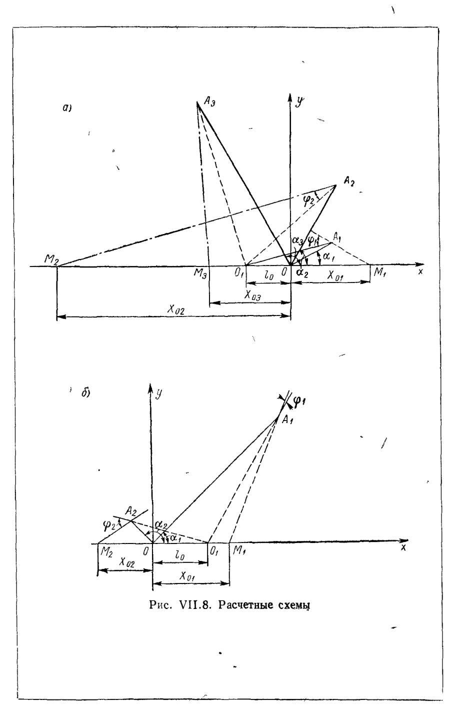


Рис. VII.8. Расчетные схемы

Расстояние AO_1 будет определяться выражением (рис. VII.8)

$$AO_1 = \sqrt{a^2\alpha^2 + l_0^2 + 2a\alpha\,|\cos\alpha|\,l_0}.$$

Это выражение правомочно для $\alpha = 0 \div 180°$.

Формулы для определения угла давления φ получим, рассмотрев треугольники $O_1A_iM_i$(рис. VII. 8).

Тогда

а) при $\alpha < 90°$ и $X_0 > 0$

$$\sin\varphi_1 = \frac{(l_0 + X_0)\, r \sin\alpha}{\sqrt{(r^2 + l_0^2 + 2rl_0\cos\alpha)(r^2 + X_0^2 - 2rX_0\cos\alpha)}}; \qquad (VII.3)$$

б) при $90° \leqslant \alpha \leqslant 90°$ и $X_0 < 0$

$$\sin\varphi_2 = \frac{(\,|X_0| - l_0)\, r \sin\alpha}{\sqrt{(r^2 + l_0^2 + 2rl_0\,|\cos\alpha|\,)\,(r^2 + X_0^2 + 2r\,|X_0|\,|\cos\alpha|\,)}},$$

где

$$X_0 = \frac{a\alpha}{\cos\alpha - \alpha\sin\alpha}.$$

Введя зависимость

$$l_0 = ka,$$

формулу (VII.3) можно привести к виду

$$\sin\varphi_1 = \frac{\alpha + k(\cos\alpha - \alpha\sin\alpha)}{\sqrt{(\alpha^2 + 2\alpha k\cos\alpha + k^2)(1 + \alpha^2)}}.$$

Из полученного выражения видно, что угол давления не зависит от размеров кулачка, а зависит только от расстояния между полюсом спирали — точкой O и осью вращения кулачка — точкой O_1.

Рассмотрим профиль, выполненный по кардиоиде. Уравнения кардиоиды:

в полярных координатах

$$r = a(1 + \cos\alpha);$$

в прямоугольной системе координат

$$x = a\cos\alpha\,(1 + \cos\alpha);$$

$$y = a\sin\alpha\,(1 + \cos\alpha).$$

Расстояние AO_1 (рис. VII.8, *б*) равно

$$AO_1 = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2rl_0\,|\cos\alpha|}.$$

Среднее значение момента

$$M_{к.ср} = \frac{k}{2\pi} \int_0^{2\pi} I_{1\max} I_{2\max} \sin \omega t \sin (\omega t + \varphi) = \frac{k}{2} I_{1\max} I_{2\max} \cos \varphi .$$

Таким образом, максимальное значение корректирующего момента будет и в том случае, когда $\varphi = 0$.

Расчет ферродинамического датчика моментов можно проводить в следующем порядке. Выбрав на основании конструктивных соображений основные размеры датчика и на основании формулы [V. 22) число витков рамки, определяем необходимое значение индукции в зазоре. Затем, воспользовавшись формулой [V. 23), можно найти количество ампер-витков и определить число витков статорной обмотки по формуле

$$w_2 = \frac{(i_2 w_2)}{\delta_\partial},$$

где δ_∂ — допустимая плотность тока.

Зная число витков, находят сечение обмотки по формуле

$$S_0 = \frac{q_2 w_2}{k_з},$$

где q_2 — поперечное сечение провода статорной обмотки;
$k_з$ — коэффициент заполнения.

Затем следует проверить, вмещается ли обмотка в окно магнитопровода.

Расчет обмотки рамки аналогичен расчету рамок электроизмерительных приборов.

ГЛАВА VIII

УСТРОЙСТВА ДЛЯ СЪЕМА ПОКАЗАНИЙ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ ПРИБОРОВ

1. Требования к устройствам для съема показаний

В настоящее время гироскопические приборы обычно используются в комплексе каких-либо устройств, образуя совместно с другими элементами целую систему. Поэтому возникает необходимость в преобразовании углов поворота карданных колец прибора в другую физическую величину, более удобную для дальнейшего использования. Чаще всего значения угла поворота рамок преобразуют в изменения величины электрического тока. Для этой цели используют различные схемы датчиков, применяемых в технике измерения неэлектрических величин. Датчики, применяемые в схемах гироскопических приборов, должны удовлетворять следующим основным требованиям.

1. Момент, прикладываемый со стороны датчика к гироскопу, должен быть минимальным, так как любой внешний момент, приложенный к гироскопической системе, будет порождать отклонение гироскопа от заданного направления, и тем самым уменьшать его точность.

2. Характеристика датчика, как правило, должна быть линейной. В этом случае уравнение датчика записывается в виде

$$U_{вых} = k\psi,$$

где $U_{вых}$ — напряжение, снимаемое с датчика;
ψ — угол поворота оси гироскопа;
k — коэффициент пропорциональности, который в дальнейшем будем называть крутизной характеристики датчика.

При проектировании датчиков, применяемых в гироскопических приборах, крутизна их характеристики обычно бывает известной.

3. Порог чувствительности датчика должен быть минимальным, с тем чтобы обеспечивать фиксирование достаточно малых углов поворота гироскопа.

4. Вес и габариты подвижных частей датчика должны быть также минимальными, так как это обеспечивает наименьшую нагрузку на опоры подвеса и наименьший момент сил трения в них.

Кроме того, большой вес и большие габариты датчика приводят к увеличению момента инерции гироскопа относительно соответствующей оси. Это явление обычно бывает нежелательным.

5. Мощность сигнала, снимаемого с датчика, должна быть максимально большой; это позволяет в ряде случаев не прибегать к усилению сигнала, что в известной степени упрощает общую схему прибора.

6. Характеристика датчика должна быть стабильной и независимой от условий работы прибора. Это необходимо для того, чтобы параметры гироскопического устройства не изменялись с течением времени.

7. Остаточный сигнал датчика (сигнал, снимаемый с датчика при отсутствии отклонения прибора) и шумы должны быть минимальными. Выходное напряжение датчика, работающего на переменном токе, по возможности не должно содержать высших гармоник, помех и остаточного напряжения со сдвигом по фазе на 90° относительно полезного сигнала (так называемой квадратурной составляющей). Содержание в полезном сигнале шумов, высших гармоник и квадратурной составляющей снижает коэффициент усиления последующего усилителя и может вызвать смещение нуля всей системы стабилизации [8].

Перечисленные требования иногда оказываются противоречивыми. Так, например, увеличение мощности сигнала, снимаемого с датчика, часто увеличивает момент, прикладываемый датчиком к гироскопу. Решение вопроса о том, какое из требований является в каждом частном случае основным, зависит от типа гироскопической системы, ее назначения и требуемой точности. Очевидно, что силовое воздействие на прибор со стороны датчика не будет играть заметной роли в том случае, если датчик предназначен для снятия показаний с оси стабилизации гирорами. Этот же датчик, установленный на оси прецессии гирорамы, будет искажать работу прибора. Если датчик применяется в системе коррекции, то часто является несущественным требование линейности характеристики. Здесь находят широкое применение даже датчики контактного типа, имеющие, как известно, нелинейную характеристику.

Для съема показаний гироскопических приборов обычно применяют следующие типы датчиков: потенциометрические, индуктивные, индукционные, емкостные, пневматические и дискретные. Кроме того, в качестве датчиков находят применение сельсины, вращающиеся трансформаторы, фотоэлектрические датчики и другие устройства. Так, например, для съема показаний гироскопа с двумя степенями свободы на торсионном подвесе можно применить тензометрический датчик, измеряющий деформацию торсиона. В последующих параграфах весьма кратко рассматриваются некоторые типы датчиков, наиболее часто используемых в гироскопических приборах.

2. Пневматические датчики

Пневматические датчики применяются в том случае, когда имеется источник сжатого воздуха и предполагается использовать пневматические исполнительные элементы. Мощность сигнала,

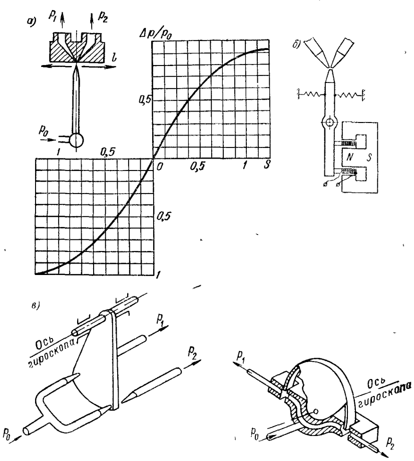


Рис. VIII.1. Пневматические датчики: *а* — струйная трубка и ее характеристики; *б* — устройство для поворота струйной трубки; *в* — струйные трубки с разделительной заслонкой

снимаемого с датчика, часто бывает достаточной для подачи его на исполнительный элемент, например на стабилизирующий двигатель гиростабилизатора (см. п. 6 гл. V) или рулевую машинку автопилота [89], без промежуточного усиления. К числу недостатков датчика следует отнести зависимость его характеристик от температуры и влажности окружающей среды, а также от давления

ГЛАВА VI

УСТРОЙСТВА, СОЗДАЮЩИЕ ПРОТИВОДЕЙСТВУЮЩИЙ МОМЕНТ, И ДЕМПФЕРЫ

В некоторых гироскопических устройствах необходимо создать противодействующий момент и устранить незатухающие колебания около положения равновесия. Для создания противодействующего момента в таких приборах применяют различные пружины или специальные электромагнитные устройства, а для устранения колебаний различные демпферы: пневматический, жидкостный *4* (рис. VI. 1, *а*), магнитоиндукционный *5* (рис. VI. 1, *в*) и т. п.

1. Расчет устройств, создающих противодействующий момент *

На рис. VI. 1, *а* показаны два варианта таких устройств, создающих противодействующий момент на оси *3—3* с помощью цилиндрических винтовых пружин. Один конец пружины соединяется с внутренним кольцом *2*, а другой — с основанием прибора *1*.

Момент, действующий на гироскоп от пружины, зависит от величины деформации Δl и жесткости c пружины:

$$M = cR_1^2 \sin \vartheta.$$

Направление этого момента всегда противоположно направлению поворота гироскопа около оси *3—3*.

На рис. VI. 1, *б* приведена схема гироскопа, у которого противодействующий момент на оси *3—3* может быть осуществлен одним из трех вариантов: спиральной пружиной (вариант *II*), плоской пружиной прямоугольного сечения, работающей на кручение (вариант *I*), и плоской пружиной, работающей на изгиб (вариант *III*). Во всех случаях пружины одним концом закрепляются на неподвижном основании *1*, а вторым — на оси внутреннего кольца *2*.

Противодействующий момент можно осуществить также с помощью электромагнитных устройств *4* — датчика моментов (рис. VI. 1, *в*). Якорь таких устройств, закрепленный на оси *3—3*,

* Расчет электромагнитных устройств, применяемых для ограничения свободы вращения гироскопа, дан в гл. VIII.

сопла d_n следует учитывать, что струя газа, выходя из струйной трубки, имеет форму расширяющегося конуса с углом конусности φ. Таким образом,

$$d_n = d + 2\Delta \frac{\operatorname{tg}\varphi}{2},$$

где d — выходной диаметр струйной трубки;

Δ — зазор между торцом струйной трубки и приемным соплом.

Обычно угол φ имеет величину порядка 3°. Увеличивать входной диаметр приемного сопла, больше, чем на 10%, по отношению к величине d не рекомендуется, так как в этом случае наблюдается подсос воздуха из окружающей среды, уменьшается скорость струи и ухудшается работоспособность системы. Струя воздуха, выходя из насадка, быстро теряет свою энергию, поэтому зазор между дутьевым и приемным соплами следует выбирать наименьшим. Обычно величина этого зазора берется в пределах 0,05—0,15 диаметра сопла струйной трубки.

Экспериментальные исследования показывают, что очень хорошая передача давления и объема воздуха происходит в том случае, когда дутьевым соплом служит диффузорное с укороченным конусом (угол конуса 8—10°), а приемным — конфузорное сопло, причем диаметр последнего несколько больше (примерно на 10%) диаметра горловины дутьевого сопла.

Если реактивная сила, возникающая в результате истечения газа, проходит через ось вращения трубки, то ее момент равен нулю и усилие, необходимое для перемещения трубки, весьма мало.

Струйная трубка укрепляется либо на оси гироскопа, как это имеет место, например, в пневматическом автопилоте самолета-снаряда V — 1 [89], либо на оси электромагнитного устройства. Один из вариантов такого устройства показан на рис. VIII. 1, *б*. Здесь с осью гироскопа связывается электрический датчик (обычно потенциометрический). Сигнал с датчика подается на катушку, в результате чего отклонение струйной трубки при линейных элементах системы пропорционально отклонению гироскопа.

На рис. VIII. 1, *в* показаны струйные трубки с разделительной заслонкой, которая помещается между дутьевым и приемным соплами. В зависимости от положения заслонки отсекается бо̀льшая или меньшая часть вытекающей струи, вследствие чего давление в приемном сопле изменяется.

Аналитическое определение зависимости давления в приемном сопле от положения заслонки весьма сложно. Обычно эта зависимость строится экспериментально На рис. VIII. 2 сплошными линиями показаны результаты продувки пары круглых сопел при перекрытии воздушной струи заслонкой. По оси абсцисс отложено расстояние l от ребра заслонки до оси сопел, а по оси ординат — давление p в приемном сопле. Эскиз круглого дутьевого и приемного сопел приведен на рис. VIII. 3, *а*.

Расстояние AO_1 будет определяться выражением (рис. VII.8)

$$AO_1 = \sqrt{a^2\alpha^2 + l_0^2 + 2a\alpha|\cos\alpha|l_0}.$$

Это выражение правомочно для $\alpha = 0 \div 180°$.

Формулы для определения угла давления φ получим, рассмотрев треугольники $O_1A_iM_i$(рис. VII. 8).

Тогда

а) при $\alpha < 90°$ и $X_0 > 0$

$$\sin\varphi_1 = \frac{(l_0 + X_0)\, r \sin\alpha}{\sqrt{(r^2 + l_0^2 + 2rl_0\cos\alpha)(r^2 + X_0^2 - 2rX_0\cos\alpha)}}; \qquad \text{(VII.3)}$$

б) при $90° \leqslant \alpha \leqslant 90°$ и $X_0 < 0$

$$\sin\varphi_2 = \frac{(|X_0| - l_0)\, r \sin\alpha}{\sqrt{(r^2 + l_0^2 + 2rl_0|\cos\alpha|)(r^2 + X_0^2 + 2r|X_0||\cos\alpha|)}},$$

где

$$X_0 = \frac{a\alpha}{\cos\alpha - \alpha\sin\alpha}.$$

Введя зависимость

$$l_0 = ka,$$

формулу (VII.3) можно привести к виду

$$\sin\varphi_1 = \frac{\alpha + k(\cos\alpha - \alpha\sin\alpha)}{\sqrt{(\alpha^2 + 2\alpha k\cos\alpha + k^2)(1 + \alpha^2)}}.$$

Из полученного выражения видно, что угол давления не зависит от размеров кулачка, а зависит только от расстояния между полюсом спирали — точкой O и осью вращения кулачка — точкой O_1.

Рассмотрим профиль, выполненный по кардиоиде. Уравнения кардиоиды:

в полярных координатах

$$r = a(1 + \cos\alpha);$$

в прямоугольной системе координат

$$x = a\cos\alpha(1 + \cos\alpha);$$

$$y = a\sin\alpha(1 + \cos\alpha).$$

Расстояние AO_1 (рис. VII.8, *б*) равно

$$AO_1 = \sqrt{r^2 + l_0^2 - 2rl_0|\cos\alpha|}.$$

Расход воздуха через круглое дутьевое сопло (рис. VIII. 3, *а*) при давлении 50 $н/см^2$ составляет 170 *л/мин*, а через приемное сопло — 140 *л/мин*. Для щелевых сопел (рис. VIII. 3, *б*) расход воздуха через дутьевое и приемное сопло соответственно равен 140 и 100 *л/мин*.

Ввиду того, что между дутьевым и приемным соплами помещается заслонка и расстояние между соплами приходится выбирать боль-

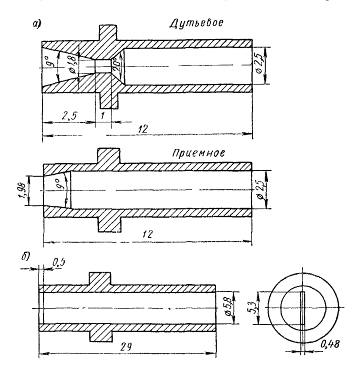


Рис. VIII.3 Эскизы сопел: *а* — круглое сопло; *б* — щелевое сопло

шим, чем в схеме без разделительной заслонки, передача давления здесь несколько ухудшается. Если не стремиться к хорошей передаче давления и большой производительности, то можно применить более простые формы сопел.

При проектировании струйных трубок с разделительной заслонкой следует учитывать, что для перемещения заслонки в воздушной струе требуется прикладывать некоторое усилие. По мере приближения к струе на заслонку действует сила, которая стремится втянуть ее в струю. При перекрытии струи сила меняет свой знак и стремится вытолкнуть заслонку. Величина этих сил может составлять десятые доли грамма.

3. Конструкция потенциометрических датчиков и материалы, применяемые для их изготовления

Потенциометрические датчики находят большое применение в гироскопических приборах. Причиной этого является их исключительная простота и возможность применения в схемах постоянного и переменного тока. Значительная мощность снимаемого сигнала позволяет в ряде случаев не применять усилителя.

Основными недостатками потенциометрических датчиков являются значительный момент сил трения, прикладываемый к гироскопу, ступенчатость снимаемого напряжения, довольно большая нечувствительность, наличие трущихся контактов и, как следствие этого, малая надежность. При перемещении щетки относительно обмотки потенциометра, а также в условиях вибрации возможно кратковременное нарушение контакта, вызывающее появление шума на выходе датчика, причем амплитуда шума может оказаться соизмеримой со значением полезного сигнала. В результате действия шумов нормальная работа последующих элементов схемы (усилителя, исполнительного устройства и т. д.), а иногда и всей системы оказывается нарушенной. Еще более вредное действие на систему оказывают шумы в том случае, когда сигнал с датчика поступает на дифференцирующее устройство.

Частота шума обычно значительно превышает частоту полезного сигнала, в результате чего полезный сигнал оказывается ослабленным дифференцирующим контуром в значительно большей степени, чем сигнал помехи, и соотношение полезный сигнал — шум оказывается крайне неблагоприятным. Указанные недостатки ограничивают возможность применения датчиков этого типа в прецизионных гироскопических приборах.

Потенциометрический датчик состоит из изоляционного каркаса, на который намотана проволока с большим удельным сопротивлением. Поверхность проволоки изолирована. В качестве изоляционного покрытия чаще всего применяется эмаль или пленка окислов толщиной около 10 *мкм*. С осью гироскопа или его рамкой связана щетка, которая скользит по обмотке, прижимаясь к ней с некоторым усилием, называемым контактным давлением. В месте касания щетки изоляция зачищается и контактная поверхность тщательно полируется наждачной или полировальной бумагой, шлифовальным или фетровым кругом.

Каркас датчика изготовляется из пластмассы, гетинакса марок *А*, *В* и *АВ*, текстолита марок *А*, *Б* и *ВЧ*, а также стеклотекстолита. Стеклотекстолит обладает очень высоким поверхностным и объемным сопротивлением, сохраняющимся в условиях высокой влажности, высокой механической точностью и теплостойкостью. Поэтому данный материал может быть использован в приборах, работающих в тяжелых климатических условиях. Часто для изготовления

каркасов используют алюминий, покрытый защитным лаком или пленкой окислов, а также толстую медную проволоку, покрытую эмалью, которую изгибают, придавая каркасу нужную форму. Находят применение также каркасы, изготовленные из керамики. Наиболее просто изготовляются каркасы из пластмассы, однако в этом случае затрудняется отвод тепла от обмотки. Металлические каркасы позволяют выбирать бо̀льшую плотность тока в обмотке. Форма каркаса потенциометров может быть самой разнообразной: в виде пластины, кольца, сегмента, цилиндра и т. д.

Для изготовления обмотки датчиков применяется проволока из материалов, имеющих высокое удельное сопротивление, большую коррозионную стойкость, малый температурный коэффициент и малое изменение сопротивления под действием естественного старения. Этим требованиям в большей или меньшей степени удовлетворяют сплавы типа манганин, медно-никелевые сплавы, нихром и сплавы на основе благородных металлов.

ТАБЛИЦА VIII. 1

Физические свойства сплавов типа манганин

Показатели	Манганин	Изабеллин	Новоконстант
Удельное сопротивление при 20° С в *ом . мм²/м*	0,43	0,5	0,45
Температурный коэффициент сопротивления при 20° С в 1/°С	$10 \cdot 10^{-6}$	$1—2 \cdot 10^{-6}$	$\pm 2 \cdot 10^{-6}$
Термо-э. д. с. в паре с медью в *мкв*/°С	1	—0,2	—0,3
Наивысшая допустимая рабочая температура в °С	300	400	400

Сплавы типа манганин включают в себя собственно манганин, изабеллин, новоконстант, сплав А и некоторые другие. Важнейшие физические свойства сплавов типа манганин приведены в табл. VIII. 1. Манганин после соответствующей термообработки приобретает бо̀льшую стабильность сопротивления во времени. Изабеллин и новоконстант обладают некоторой неоднородностью свойств в различных образцах, что в ряде случаев затрудняет их применение.

Из медно-никелевых сплавов наибольшее распространение получили константан и никелин. Как видно из табл. VIII. 2, данные

сплавы имеют очень большую термо-э. д. с. Сплавы типа нихром имеют удельное сопротивление при 20° С 1,02—1,2 *ом·мм²/м*, температурный коэффициент равен $2 \cdot 10^{-4}$ 1/° С.

ТАБЛИЦА VIII. 2

Физические свойства константана и никелина

Показатели	Константан	Никелин
Удельное сопротивление при 20° С в *ом·мм²/м*	0,5	0,4
Температурный коэффициент сопротивления при 20—100° С в 1/°С	$3 \cdot 10^{5}$	$11 \cdot 10^{-5}$
Термо-э. д. с. в паре с медью в *мкв*/°С	—40	20
Наивысшая допустимая рабочая температура в °С	400	300

Проволока, изготовленная из рассмотренных выше материалов, при окислении образует пленку, ухудшающую контакт между щеткой и обмоткой. Чтобы устранить это явление, применяют сплавы на основе благородных металлов (серебра, золота, платины, палладия). Физические свойства некоторых сплавов на основе благородных металлов приведены в табл. VIII. 3.

ТАБЛИЦА VIII.3

Физические свойства сплавов на основе благородных металлов

Показатели	Платина—медь (ПлМ-8,5)	Платина—иридий (ПлИ-10)	Золото—никель (ЗлН-10)	Палладий—серебро (ПдСр-40)
Удельное сопротивление при 20° С в *ом·мм²/м*	0,48	0,24	0,27	0,42
Температурный коэффициент сопротивления в 1/°С	$2 \cdot 2 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 21 \cdot 10^{-3}$	$4\ 9 \cdot 10^{4}$	$0{,}3 \cdot 10^{-4}$
Предел прочности в *н/мм²*	800	850	800	760

В ряде случаев контактную поверхность обмотки, изготовленной из обычных сплавов, покрывают гальваническим путем золотом, платиной, палладием или родием. Тем самым при сравнительно низкой стоимости обмотки удается получить высококачественную контактную поверхность.

Допустимая плотность тока выбирается в зависимости от материала проволоки, материала каркаса и условий охлаждения. В режиме непрерывной работы потенциометра с намоткой из обычного материала его температура не должна превышать 40—50° С. При этом плотность тока берется до 10 *а/мм*² для каркаса из пластмассы и до 25—30 *а/мм*² для металлического каркаса. Если применяются сплавы на основе благородных металлов, то можно допустить температуру нагрева потенциометра до 70—80° С, а плотность тока при использовании металлических каркасов и наличии благоприятных условий охлаждения довести до 40—50 *а/мм*². Для уменьшения окисления контактной поверхности и улучшения отвода тепла при работе гироскопической системы на больших высотах датчик (а иногда и всю гироскопическую систему) герметизируют и заполняют полость датчика инертным газом, водородом или непроводящей жидкостью. Заполнение полости датчика жидкостью дает возможность увеличить плотность тока до 80—100 *а/мм*².

Щетки потенциометрических датчиков, применяемых в гироскопических приборах, чаще всего изготовляются из специальной проволоки, изогнутой как показано на рис. VIII. 4, *а*. При проектировании щеток датчика основное внимание уделяют вопросам надежности контакта.

Основные причины нарушения контакта следующие:

окисление или загрязнение контактируемых поверхностей;

деформация щетки, происходящая под действием инерционных сил, порождаемых ускорениями и вибрациями.

Мерой борьбы с нарушением контакта является соответствующий выбор контактной пары, величины контактного давления, формы и размеров щеток, а также частоты их собственных колебаний. Частота собственных колебаний щетки должна превышать хотя бы вдвое частоту вибраций. Кроме того, предложены специальные конструкции щеток. У щетки, показанной на рис. VIII. 4, *б*, расплющен участок вблизи места заделки. Щетка, изображенная на рис. VIII. 4, *в*, прикреплена к пружинящей пластине с ребром жесткости. Идея, положенная в основу разработки таких конструкций [119], заключается в том, что щетки имеют повышенную жесткость в поперечном направлении, в результате которой уменьшается влияние ускорений и вибраций, действующих в этом направлении. Возможность получения значительного прогиба щетки вблизи места заделки обеспечивает более надежное контактное давление, мало меняющееся из-за погрешностей во взаимном расположении обмотки потенциометра и оси вращения щетки. Как правило, потенциометрический датчик имеет не одну, а несколько щеток (обычно от двух до четырех), соединенных между собой параллельно и имеющих разные частоты собственных колебаний. Надежность контакта при этом, естественно, повышается.

Следующим шагом повышения надежности потенциометрических датчиков является использование принципа резервирования.

Наиболее просто это достигается установкой второй группы щеток, как это показано на рис. VIII. 4, *г*. При действии ускорений или вибраций в направлении, перпендикулярном контактной поверхности, возможно нарушение контакта только у одной группы щеток.

В качестве материала для изготовления щеток обычно используются сплавы на основе благородных металлов — платина с ни-

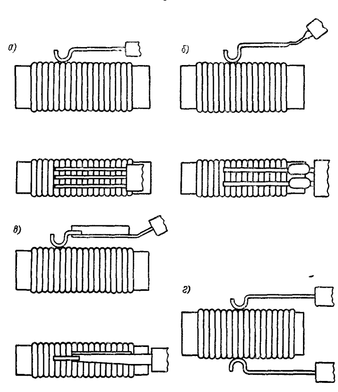


Рис. VIII.4. Конструкция щеток потенциометров: *а* — обыкновенные щетки; *б* — щетка, расплющенная у заделки; *в* — щетка с пружинящей пластиной; *г* — щетки с резервированием

келем, платина с иридием, палладий с иридием. Рекомендуемые материалы контактных пар [6; 68] приведены в табл. VIII. 4, а характеристики некоторых материалов токосъемных щеток — в табл. VIII. 5.

Геометрические размеры и конструкция щеток выбираются таким образом, чтобы было обеспечено необходимое контактное давление. Величина контактного давления зависит от материала контактной пары, мощности сигнала, снимаемого с датчика, и условий, в которых он работает. Обычное контактное давление для

контактных пар на основе благородных металлов составляет величины (0,1 ÷ 1) 10^{-2} *н*. Иногда это значение увеличивают до (2 ÷ 2,5) 10^{-2} *н*. Если датчик имеет несколько параллельно включенных щеток, контактное давление принимается в соответствующее число раз меньше.

ТАБЛИЦА VIII.4

Рекомендуемые материалы контактных пар

Материалы обмотки	Материалы подвижного контакта
Константан; нихром; платина—медь (ПлМ-8,5); платина—иридий (ПлИ-10)	Палладий — иридий (ПдИ-18); платина — никель (ПлН-5)
Золото — никель (ЗлН-10)	Платина — иридий (ПлИ-25)
Палладий — серебро (ПдСр-40)	Палладий — иридий (ПдИ-10); платина — никель (ПлН-5)

ТАБЛИЦА VIII.5

Характеристики некоторых материалов токосъемных щеток

Материал	Удельный вес в $н/см^3 \cdot 10^{-2}$	Модуль упругости	Предел прочности в $н/м\,м^2$
ПлН-5	20,17	14 000	500—700
ПдИ-18	13,25	15 000	600
ПлИ-25	21,68	18 000	800—1900
ПлИ-10	21,54	—	400

В грубых датчиках возможно применение пластинчатых щеток из серебра, серебра с палладием или даже из фосфористой бронзы. Контактное давление при этом принимается равным (5 ÷ 10) 10^{2} *н*. Чем больше мощность сигнала, снимаемого с датчика, тем больше должно быть контактное давление. При работе датчика возникает момент сил трения, определяемый соотношением

$$M_T = fP_кR, \qquad (VIII.\ 1)$$

где $P_к$ — контактное давление;

R — радиус щетки;

f — коэффициент трения, равный примерно 0,2—0,3.

При перемещении щетки датчика снимаемое напряжение меняется скачкообразно, причем величина этого скачка зависит от подведенного к датчику напряжения и сопротивления одного витка.

Величина скачка ΔU приближенно выражается соотношением

$$\Delta U = \frac{U_0}{w},$$

где U_0 — подведенное напряжение;

w — число витков в обмотке датчика.

Таким образом, перемещение щетки в пределах некоторого угла $\Delta\psi$ не изменяет выходного напряжения. Нечувствительность зависит от угла намотки датчика ψ_0, числа витков и может быть определена по формуле

$$\Delta\varphi = \pm\frac{\psi_0}{2w}. \qquad \text{(VIII. 2)}$$

С точки зрения уменьшения нечувствительности датчика целесообразно увеличивать число витков обмотки. Для этого диаметр обмоточного провода выбирают малым — до сотых долей миллиметра.

В настоящее время в гироскопических системах начинают находить применение пленочные потенциометры. Такой потенциометр представляет собой изоляционный каркас (обычно из стекла), на который нанесена тонкая пленка металла родия. Напряжение с датчика снимается с помощью металлокерамических щеток. Оно меняется плавно, без скачков.

4. Основные соотношения в схемах потенциометрических датчиков

Одна из распространенных схем потенциометрических датчиков приведена на рис. VIII. 5. В этой схеме значение снимаемого напряжения зависит от величины перемещения движка, а его полярность (фаза) от направления перемещения движка относительно средней точки.

Напряжение, снимаемое с нагрузочного сопротивления, может быть найдено из следующего уравнения:

$$U_н = \frac{R_н U_0 \Delta R}{R\Delta R + R_н R - \Delta R^2}. \qquad \text{(VIII. 3)}$$

Ток в цепи нагрузки определяется соотношением

$$I_н = \frac{U_0 \Delta R}{R\Delta R + R_н R - \Delta R^2}. \qquad \text{(VIII. 4)}$$

На рис. VIII. 5 приведены графики зависимости при различных соотношениях между $P_н$ и R, построенные на основании формулы (VIII. 3). Как видно из формулы (VIII. 3) и рис. VIII. 5, характеристики датчика являются нелинейными при всех $R_н \neq \infty$. Однако

для расчета датчика можно воспользоваться так называемым методом секущей [1], приближенно заменив нелинейные характеристики линейными с углом наклона к оси абсцисс, зависящим от $P_н$.

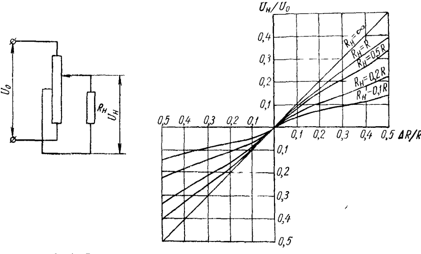


Рис. VIII.5. Схема потенциометрического датчика **и его характ**еристики

Положим в уравнении (VIII. 4)

$$\Delta R = \frac{R}{2}.$$

Тогда можно записать

$$U_{\max} = \frac{2U_0}{\frac{R}{R_н} + 4}. \qquad \text{(VIII. 5)}$$

Уравнение идеализированной характеристики запишем в виде

$$U = U_{\max}\frac{\Delta R}{\frac{R}{2}} = \frac{4U_0\Delta R}{R\left(\frac{R}{R_н}+4\right)}. \qquad \text{(VIII. 6)}$$

Оценим отклонение характеристики датчика от идеализированной:

$$\Delta U = U_н - U = \frac{R_н U_0 (R^2 + 4\Delta R^2 - 4R\Delta R)\Delta R}{R(R+4R_н)(R\Delta R + RR_н + \Delta R^2)}.$$

Последнюю формулу можно упростить, положив, что $R_н > R$. Учитывая также, что $\Delta R < R$, можно считать

$$(R\Delta R + RR_н - \Delta R^2) \approx RR_н$$

и приближенно записать

$$\Delta U = \frac{U_0 (R^2 + 4\Delta R^2 - 4R\Delta R)\Delta R}{R^2(R+4R_н)}.$$

Легко видеть, что максимум этой функции имеет место при $\Delta R = \frac{R}{6}$. Следовательно, максимальное значение ΔU оказывается равным

$$\Delta U_{\max} = \frac{2}{27} \cdot \frac{U_0 R}{(R + 4R_н)}.$$

Относительное отклонение получим, поделив $\Delta U_{\max}$ на выражение (VIII. 5). Таким образом,

$$\eta - \frac{\Delta U_{\max}}{U_{\max}} = \frac{1}{27} \cdot \frac{R}{R_н}. \qquad \text{(VIII. 7)}$$

Приведенные соотношения получены для случая, когда щетка перемещается на всю длину потенциометра. Если максимальное отклонение щетки меньше, чем длина намотки, в формуле (VIII. 4) вместо $\Delta R = \frac{R}{2}$ следует принять значение сопротивления, соответствующее перемещению щетки. Заметим, что нелинейность характеристики получается тем меньше, чем меньше максимальное значение ΔR.

Иногда оказывается неудобным делать отвод от средней точки потенциометра. В случае применения указанной схемы к обмотке потенциометра необходимо подвести три провода, что может оказаться нежелательным, так как потребует применения лишнего подвижного контакта.

На рис. VIII.6, *а* приведена схема датчика, в котором потенциометр образует плечи моста. Элементы, образующие мост, обычно выбирают таким образом, чтобы постоянные сопротивления были равны между собой и мост при среднем положении движка был сбалансирован. Для мостовой цепи, схема которой приведена на рис. VIII.6, *б*, можно получить зависимость [117]

$$I_н = \frac{\frac{R_1}{R_1 + R_2} - \frac{R_3}{R_3 + R_4}}{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} + \frac{R_3 R_4}{R_3 + R_4} + R_н} U_0, \qquad \text{(VIII. 8)}$$

где $I_н$ — ток в цепи нагрузки;
R_1, R_2, R_3, R_4 — сопротивления, образующие плечи моста;
$R_н$ — сопротивление нагрузки,
U_0 — напряжение источника питания.

В схеме, приведенной на рис. VIII.6, *а*, $R_3 = R_4 = r$. Полную величину переменного сопротивления обозначим через $2R$. Таким образом, при смещении движка потенциометра сопротивления $R_1 = R + \Delta R$ и $R_2 = R - \Delta R$, и формула (VIII.8) приобретают вид:

$$I_н = \frac{\Delta R}{2R\left(\frac{R^2 - \Delta R}{2R} + \frac{r}{2} + R_н\right)} U_0.$$

Напряжение на сопротивлении $R_н$ определится выражением

$$U_н = \frac{U_0 R_н \Delta R}{R^2 - \Delta R^2 + Rr + 2RR_н}. \qquad (VIII.\ 9)$$

Из формулы (VIII.9) видно, что чувствительность схемы увеличивается при $r \to 0$ и достигает максимума при $r = 0$. Более детальный анализ схемы показывает, что в случае $R_н \gg R$ не наблюдается заметного падения чувствительности даже при $r > R$, а в случае $R_н \ll R$ [если вместо $r = 0$ взять $r < (0{,}1 \div 0{,}3) R$] чувствительность схемы снижается на 10—20%.

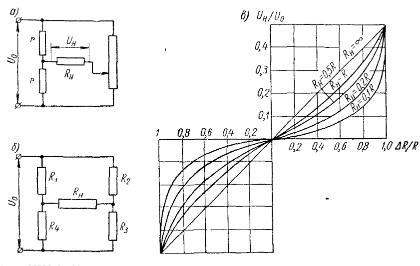


Рис. VIII.6. Мостовая схема датчика и его характеристики: *а* — схема датчика; *б* — схема моста; *в* — характеристики датчика

На рис. VIII.6, *в* приведены характеристики датчика, которые построены для случая максимальной чувствительности моста, т. е. для $r = 0$. Оценим отклонение характеристики от линейной.

Максимальное значение снимаемого напряжения получим, положив в формуле (VIII.9) $\Delta R = R$. Таким образом,

$$U_{н\,\max} = \frac{R_н U_0}{(r + 2R_н)},$$

и уравнение линейной характеристики можно записать в виде

$$U = \frac{R_н U_0 \Delta R}{R(r + 2R_н)}. \qquad (VIII.\ 10)$$

Отклонение характеристики от линейной

$$\Delta U = \frac{R_н U_0 \Delta R}{R}\left[\frac{\Delta R^2 - R^2}{(R^2 - \Delta R^2 + rR + 2RR_н)(r + 2R_н)}\right]. \qquad (VIII.\ 11)$$

Из последней формулы видно, что нелинейность характеристики датчика зависит от величины r, причем с увеличением r нелинейность уменьшается. Следовательно, это сопротивление нужно выбирать, исходя из требуемой чувствительности датчика, допустимой нелинейности его характеристики и конструктивных соображений. Выбирать сопротивление r весьма малым практически нецелесообразно, так как при этом через сопротивление будет

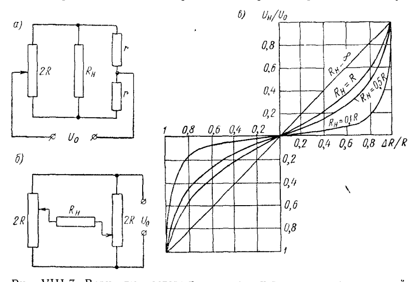


Рис. VIII.7. Варианты мостовых схем датчиков: *а* — схема, в которой напряжение питания подводится через движок; *б* — схема с двумя движками; *в* — характеристики датчика с двумя движками

протекать слишком большой ток. В случае малого r и $R_н \gg R$ формула (VIII.11) приобретает вид

$$\Delta U \approx \frac{U_0 (\Delta R^2 - R^2)\,\Delta R}{4R^2 R_н}. \qquad \text{(VIII. 12)}$$

Легко установить, что максимум функции ΔU имеет место при равенстве

$$\Delta R = \frac{R}{\sqrt{3}}. \qquad \text{(VIII. 13)}$$

Подставив выражение (VIII.13) в формулу (VIII.12), находим

$$\Delta U_{\max} = -\frac{1}{6\sqrt{3}} \cdot \frac{RU_0}{R_н}.$$

Относительное отклонение получим, поделив $\Delta U_{\max}$ на $\frac{U_0}{2}$, т. е.

$$\eta = \frac{2\Delta U_{\max}}{U_0} = -\frac{1}{3\sqrt{3}} \cdot \frac{R}{R_н}.$$

Сравнивая полученный результат с формулой (VIII.7), видим, что в данном случае относительное отклонение характеристики от линейной примерно в 5 раз больше.

На рис. VIII.7, *а* приведен другой вариант схемы датчика. Данная схема имеет вдвое большую чувствительность, чем ранее рассмотренная, однако обладает очень большим недостатком, а именно: через движок потенциометра протекает весь ток, идущий на питание моста. Для надежной работы схемы потребуется значительное контактное давление, что увеличит моменты сил трения по осям гироскопа и, следовательно, снизит точность прибора.

Для увеличения чувствительности датчика рациональнее применить схему, приведенную на рис. VIII.7, *б*. Будем считать, что потенциометры, образующие мост, имеют одинаковые сопротивления, равные $2R$, и что движки механически связаны друг с другом и, следовательно, их перемещения равны. В этом случае можно воспользоваться формулой (VIII 8), положив в ней $R_1 = R + \Delta R$; $R_2 = R - \Delta R$, $R_3 = R - \Delta R$, $R_4 = R + \Delta R$.

При этом получим

$$I_н = \frac{U_0 \Delta R}{R_н R + R^2 - \Delta R^2}.$$

Снимаемое напряжение

$$U_н = \frac{U_0 R_н \Delta R}{R_н R + R^2 - \Delta R^2}.$$

Характеристики датчика приведены на рис. VIII.7, *в*. Отклонение характеристики от линейной (линейная характеристика будет при $R_н = \infty$) определяется выражением

$$\Delta U = \frac{U_0 R_н \Delta R}{R_н R + R^2 - \Delta R^2} - \frac{U_0 \Delta R}{R} = -\frac{U_0 (R^2 + \Delta R^2)\Delta R}{R(R_н R + R^2 - \Delta R^2)}.$$

В случае $R_н \gg R$ находим

$$\Delta U \approx -\frac{U_0 (R^2 - \Delta R^2)\Delta R}{R^2 R_н}. \qquad \text{(VIII. 14)}$$

Максимальное значение величины ΔU будет, если

$$\Delta R = \frac{R}{\sqrt{3}}. \qquad \text{(VIII. 15)}$$

Подставив соотношение (VIII.15) в формулу (VIII.14), получим

$$\Delta U_{\max} = -\frac{2RU_0}{3\sqrt{3}\,R_н}.$$

Относительное отклонение

$$\eta = \frac{\Delta U_{\max}}{U_0} = -\frac{2}{3\sqrt{3}} \cdot \frac{R}{R_н}.$$

Таким образом, данная схема датчика обладает крутизной характеристики, примерно вдвое большей по сравнению со схемой, изображенной на рис. VIII.7, *а*, но зато нелинейность характеристики также вдвое больше.

5. Расчет потенциометрического датчика по заданной крутизне характеристики

Методика расчета потенциометрического датчика зависит от исходных данных, положенных в основу расчета и схемы датчика. В качестве исходных данных могут быть заданы габариты датчика, его крутизна и нелинейность, сопротивление нагрузки, нечувствительность и напряжение питания. Эти величины связаны между собой определенными зависимостями, и задание одних величин ведет к однозначному определению других. Наиболее просто проводится расчет датчика в том случае, когда можно предположить, что $R_н \gg R$. Тогда характеристика датчика линейная и крутизна его определяется величиной максимального перемещения щетки датчика и напряжением источника питания. Несколько более сложен случай, когда сопротивление потенциометра соизмеримо с сопротивлением нагрузки. В качестве примера рассмотрим расчет датчика, схема которого приведена на рис. VIII.8. Будем считать, что характеристика датчика линейная и, следовательно,

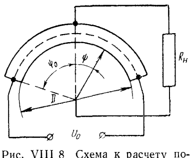


Рис. VIII 8 Схема к расчету потенциометрического датчика

$$\frac{\psi}{\psi_0} = 2\frac{\Delta R}{R}.$$

Таким образом,

$$\Delta R = \frac{R}{2\psi_0}\psi. \qquad \text{(VIII. 16)}$$

Учитывая формулу (VIII.16), перепишем выражение (VIII.6) в виде

$$U = \frac{2U_0R_н\psi}{(R+4R_н)\psi_0}. \qquad \text{(VIII. 17)}$$

Крутизна характеристики датчика

$$k = \frac{2R_нU_0}{(R+4R_н)\psi_0}\ в/рад. \qquad \text{(VIII. 18)}$$

Число витков половины обмотки

$$w = \frac{D\psi_0}{2d_1}, \qquad \text{(VIII. 19)}$$

где D — внутренний диаметр каркаса в *мм*;

d_1 — диаметр обмоточного провода с изоляцией в *мм*.

Сопротивление половины обмотки выражается формулой

$$\frac{R}{2} = \frac{\rho l_0 w}{q},$$

где q — площадь сечения провода обмотки;

l_0 — длина одного витка.

Подставив вместо w его значение из выражения (VIII.19), получим

$$R = \frac{\rho l_0 D\psi_0}{d_1 q}. \qquad \text{(VIII. 20)}$$

С другой стороны, сопротивление R может быть определено по допустимой плотности тока в обмотке. Ток в цепи обмотки

$$i_R = \frac{U_0}{R_0}.$$

Величина R_0 определяется соотношением (VIII.3). Таким образом,

$$i_R = \frac{(R_н + \Delta R)\, U_0}{(RR_н + R\Delta R - \Delta R^2)}.$$

Ток, проходящий через обмотку, будет иметь максимальное значение $i_{R\,\max}$ в случае $\Delta R = \frac{R}{2}$. Следовательно,

$$i_{R\,\max} = \frac{2\,(R + 2R_н)\, U_0}{R\,(R + 4R_н)}. \qquad \text{(VIII. 21)}$$

Ток $i_{R\,\max}$ должен быть меньше допустимого. Иными словами,

$$i_{R\,\max} \leqslant I_д = \delta_д q,$$

где $\delta_д$ — допустимая плотность тока.

Учитывая формулу (VIII.21), последнее выражение запишем

$$\delta_д q \geqslant \frac{2U_0}{(R + 4R_н)} + \frac{4R_н U_0}{R\,(R + 4R_н)}.$$

Если крутизна характеристики датчика k задана, то, принимая во внимание выражение (VIII.19), последнее выражение перепишем в виде

$$\delta_д \geqslant \frac{k\psi_0}{qR_н} + \frac{2k\psi_0}{qR}. \qquad \text{(VIII. 22)}$$

Выбрав предварительно из конструктивных соображений величины ψ_0 и D, а также U_0, по формулам (VIII.18) и (VIII.20) можно определить сопротивление потенциометра R, диаметр провода d,

длину витка l_0 и, следовательно, размер каркаса. Затем, воспользовавшись формулой (VIII.22), следует убедиться в том, что плотность тока в обмотке лежит в допустимых пределах (см. п. 3 гл. VIII). Может оказаться, что при намеченных значениях параметров не удастся получить приемлемые значения l_0 и δ. В этом случае следует изменить величину U_0, D или ψ_0, добиваясь получения минимального значения l_0 и удовлетворения неравенства (VIII.22).

При заданной нечувствительности $\Delta\psi$ диаметр провода может быть найден из формулы (VIII.2), которая после подстановки выражения (VIII.19) принимает вид

$$\Delta\psi = \pm\frac{d_1}{D}.$$

Диаметр проволоки в изоляции может быть выражен через диаметр голого провода с помощью соотношения

$$d_1 = \lambda d,$$

где λ — коэффициент, величина которого для проволоки в эмалевой изоляции колеблется в пределах 1,2—1,3, причем большее значение коэффициента соответствует меньшему диаметру проволоки.

Таким образом,

$$d = \frac{\Delta\psi D}{\lambda}. \qquad \text{(VIII. 23)}$$

6. Использование потенциометрических датчиков в дистанционных передачах

Дистанционные передачи предназначены для передачи сигналов, снимаемых с гироскопического устройства. Показания гироскопического прибора передаются на указывающий прибор либо вводятся в счетно-решающее или иное автоматическое устройство. Большое распространение имеют дистанционные передачи в системах коррекции. Простейшей дистанционной передачей является потенциометрическая, в которой датчиком рассогласования является потенциометр. Чаще всего используется кольцевой потенциометр с тремя отводами через 120° и двумя щетками или кольцевой потенциометр с двумя отводами через 180° и тремя щетками.

Схема трехотводного кольцевого потенциометра приведена на рис. VIII.9, *а*. Рассмотрим упрощенно его работу. Предположим, что потенциометр не нагружен. Тогда, если сопротивления между отводами обозначить через R (рис. VIII.9, *а*), ток, протекающий по обмотке, равен

$$I = \frac{U_0}{\frac{3}{2}R} = \frac{2}{3}\cdot\frac{U_0}{R}.$$

Сопротивление одного радиана обмотки

$$R_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{R}{\pi}.$$

Следовательно, сопротивление участка потенциометра $1a$

$$R_{1a} = \frac{3}{2} \cdot \frac{R}{\pi} \alpha.$$

Сопротивление участка потенциометра $a2$ будет, очевидно, равно

$$R_{a2} = \frac{3}{2} \cdot \frac{R}{\pi} \left(\frac{2}{3}\pi - \alpha\right).$$

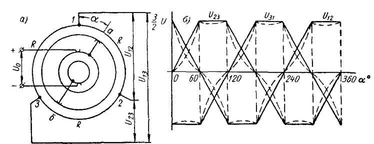
Таким образом, напряжение U_{12} можно найти из следующего выражения:

$$U_{12} = I(R_{a2} - R_{1a}) = \frac{U_0}{\pi}\left(\frac{2}{3}\pi - 2\alpha\right).$$

Аналогично можно определить

$$U_{23} = \frac{U_0}{\pi} 2\alpha \quad \text{и} \quad U_{31} = -\frac{2}{3} U_0.$$

Полученные формулы справедливы при изменении угла α в пределах от 0 до 60°. Точно так же можно найти закон изменения



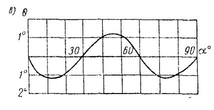
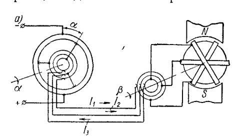


Рис. VIII.9. Кольцевой потенциометр и погрешности дистанционной передачи: *а* — схема потенциометра; *б* — выходные напряжения; *в* — погрешности дистанционной передачи

напряжений при изменении α от 60 до 120° и т. д. Графики изменения напряжений U_{12}, U_{23} и U_{31} показаны на рис. VIII.9, *б*. В действительности, если учесть работу потенциометра на нагрузку, равную в данном случае сопротивлению рамки r, картина получится более сложной. Вместо кусочно-линейных зависимостей получим зависимости нелинейные (штриховые линии на рис. VIII.9, *б*).

Рассмотренный потенциометр в сочетании с трехкатушечным логометром может быть использован для дистанционной передачи угла. Схемы таких дистанционных передач приведены на рис. VIII.10. С точки зрения принципа действия все три схемы одинаковы. Конструктивно схема, изображенная на рис. VIII.10, *а*, наиболее сложная, так как требует лишних подвижных контактов для подведения тока к рамкам. Вторая схема имеет более простую конструкцию, но худшие характеристики, так как весь ток, идущий на питание схемы (рис. VIII.10, *б*), протекает через щетки. Для того чтобы получить качественный контакт, щетки должны быть достаточно надежными, а контактное давление значительным. Это увеличивает момент трения по оси датчика. Кроме того, удельный устанавливающий момент в дистанционной передаче, в которой применяется логометр с подвижным магнитом, меньше. Следовательно, погрешность в работе системы вследствие действия сил трения выше.



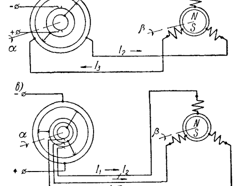


Рис. VIII.10. Схемы логометрических дистанционных передач: *а* — дистанционная передача, использующая логометр с подвижными рамками; *б* — дистанционная передача, использующая логометр с подвижным магнитом и двухщеточный потенциометр; *в* — дистанционная передача, использующая логометр с подвижным магнитом и трехщеточный потенциометр

Токи в рамках логометров I_1, I_2 и I_3 создают магнитный поток Ф, определяемый соотношением

$$\Phi = c(\overline{I}_1 + \overline{I}_2 + \overline{I}_3),$$

где c — коэффициент пропорциональности.

При повороте щеток датчика токи в рамках будут изменяться по закону, аналогичному закону изменения напряжений. Следовательно, вектор потока $\overline{\Phi}$ будет поворачиваться. Если сопоставить углы поворота щеток α и углы поворота вектора магнитного потока α, то окажется, что эти углы равны лишь при $\alpha = 0$, 30, 60° и т. д. Во всех остальных случаях они будут отличаться друг от друга. Это объясняется тем, что токи в рамках меняются не по синусоидальному закону. Магнит логометра ориентируется по

направлению вектора магнитного потока $\overline{\Phi}$. Таким образом, данная передача будет иметь методическую погрешность.

Расчеты показывают, что максимальная методическая погрешность составляет $\pm 1,1°$ и в некоторых случаях является допустимой. На рис. VIII.9, *в* показана зависимость величины этой погрешности от угла α. Трение по оси приемника, несбалансированность магнита или рамок увеличивают максимальную погрешность передачи до 1,5—2,5°. Следует указать, что в некоторых случаях методическая погрешность может быть учтена при тарировке указателя. Несмотря на это, логометрические дистанционные передачи применяются лишь в грубых приборах.

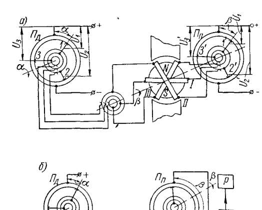


Рис. VIII.11. Потенциометрические самобалансирующиеся дистанционные передачи: *а* — дистанционная передача с поворотными рамками; *б* — дистанционная передача с отработкой с помощью двигателя

Самобалансирующиеся дистанционные потенциометрические передачи не имеют методической погрешности. Значительный устанавливающий момент (порядка нескольких десятых *н · см*) обеспечивает небольшие погрешности передачи за счет сил трения и несбалансированности системы. Конструктивно, однако, самобалансирующиеся передачи более сложны, чем передачи логометрические.

Одна из возможных потенциометрических самобалансирующихся дистанционных передач показана на рис. VIII.11, *а*. В качестве датчика используется кольцевой потенциометр $П_Д$ с тремя щетками *1*, *2* и *3*, расположенными под углом 120°. Приемником служит трехкатушечный логометр, на оси которого укреплены щетки *1'*, *2'* и *3'*, также образующие между собой угол 120°. Щетки скользят по обмотке потенциометра $П_п$. Датчик и приемник связаны тремя соединительными проводами. Рамки логометра *I*, *II*, *III* включены в цепь, образованную щетками *1—1'*, *2—2'*, *3—3'* и соединительными проводами.

При повороте оси датчика на угол α появляется разность потенциалов между щетками *1—1'*, *2—2'* и *3—3'*. Через рамки логометра начинает протекать ток, в результате чего ось приемника поворачивается. Поворот оси приемника продолжается до тех пор (без учета моментов трения и нагрузки), пока не исчезнет разность

потенциалов между соответствующими щетками. Иными словами, ось приемника повернется на угол β, равный углу α.

Для приближенного определения величины устанавливающего момента будем считать, что сопротивления рамок логометра $r_1 = r_2 = r_3 = r$ значительно больше сопротивлений потенциометров. Это даст возможность рассматривать работу потенциометров без учета нагрузки. На основании рис. VIII.11, *а* можно записать

$$U_I = U_1 - U_1' = -\frac{U_0}{\pi}\alpha - \left[-\frac{U_0}{\pi}\beta\right] = \frac{U_0}{\pi}\theta;$$

$$U_{II} = U_2 - U_2' = -\frac{U_0}{\pi}(\alpha + 120^\circ) - \left[-\frac{U_0}{\pi}(\beta + 120^\circ)\right] = -\frac{U_0}{\pi}\theta;$$

$$U_{III} = U_3 - U_3' = -\frac{U_0}{\pi}(120^\circ - \alpha) - \left[-\frac{U_0}{\pi}(120^\circ - \beta)\right] = \frac{U_0}{\pi}\theta,$$

где U_1, U_1', U_2, U_2', U_3, U_3' — напряжения, снимаемые с соответствующих щеток потенциометров $П_д$ и $П_п$.

Таким образом, ток в цепи рамок

$$\left.\begin{aligned} i_1 &= \frac{U_I}{r} = -\frac{U_0}{\pi r}\theta; \\ i_2 &= \frac{U_{II}}{r} = -\frac{U_0}{\pi r}\theta; \\ i_3 &= \frac{U_{III}}{r} = \frac{U_0}{\pi r}\theta. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 24)}$$

Как известно, индукция в зазоре внутрирамочного магнита распределяется по закону

$$B = B_0 \sin\gamma,$$

где угол γ отсчитывается от оси, перпендикулярной магнитной оси магнита.

Таким образом, можно записать, что каждая рамка создает момент

$$M_i = 2alwi_iB_0 \sin\gamma_i \ н \cdot м.$$

Общий момент будет, очевидно, равен сумме моментов, создаваемых каждой рамкой. Следовательно,

$$M_{yc} = M_1 + M_2 + M_3 = 2alwB_0[i_1 \sin\beta + i_2 \sin(\beta + 120^\circ) + i_3 \sin(\beta + 240^\circ)].$$

Подставив в последнюю формулу выражение (VIII.24) и проделав несложные преобразования, получим

$$M_{yc} = -\frac{2alwB_0U_0}{\pi r}(\sqrt{3}\cos\beta + \sin\beta)\,\theta \ н \cdot м.$$

Максимальное значение вращающего момента будет при угле $\beta = 30°$, а минимальное — при $\beta = 0$. Положив $\beta = 0$, получим

$$M_{yc\,\min} = \frac{2\sqrt{3}\ alwB_0U_0}{\pi r}\,\theta. \qquad \text{(VIII. 25)}$$

Полученная выше зависимость $M_{yc} = f(\beta)$ справедлива для углов, изменяющихся в пределах от 0 до 60°. Легко установить, что зависимость M_{yc} от угла поворота носит периодический характер с периодом 60°. Таким образом, M_{yc} принимает минимальное

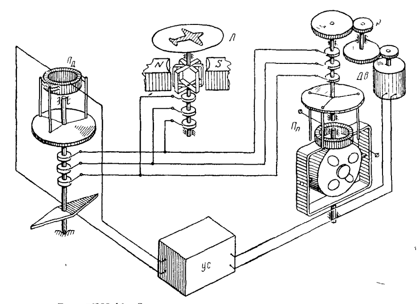


Рис. VIII.12. Схема коррекции гиромагнитного компаса

значение при углах $\beta = 0$, 60, 120° и т. д. и достигает максимальной величины при углах $\beta = 30$, 90, 150° и т. д.

Максимальный угол рассогласования можно получить, приравняв минимальный устанавливающий момент, получаемый из формулы (VIII.25), величине нагрузки на оси приемника. Выполнив указанную операцию, получаем

$$\theta_{\max} = \frac{\pi r M_н}{2\sqrt{3}\ alwB_0U_0}.$$

Как видно из последней формулы, угол рассогласования зависит, в частности, от напряжения U_0 и сопротивления r рамки, поэтому изменения напряжения источника питания и температуры будут сказываться на точности дистанционной передачи. Это влияние будет тем меньше, чем меньше величина $M_н$. При использовании передачи в качестве индикаторной величины $\theta_{\max}$ равна обычно 1—3°.

Трехщеточные кольцевые потенциометры могут быть использованы в качестве датчика рассогласования следящей системы. Схема включения потенциометров показана на рис. VIII.11, *б*. Напряжение, снимаемое со щеток потенциометра-датчика $П_Д$, подается на щетки потенциометра-приемника $П_П$. Потенциометр $П_П$ имеет два отвода, расположенные через 120°. С этих отводов снимается напряжение, зависящее от рассогласования системы, и подается на усилитель *Ус*. Двигатель *Дв* через редуктор *Р* поворачивает щетки потенциометра до исчезновения рассогласования.

На рис. VIII.12 в качестве примера приведена схема гиромагнитного компаса, использующая потенциометрические дистанционные передачи. Схема коррекции не требует приведения гироскопа в плоскость магнитного меридиана и построена по принципу, описанному в п. 1 гл. V и показанному на рис. V.2, *д*. Потенциометры $П_Д$ и $П_П$, усилитель *Ус*, двигатель *Дв*, связанный через редуктор *Р* со щетками потенциометра $П_П$, образуют следящую систему. Обмотка потенциометра $П_П$ укреплена на гироскопе, а магнитная стрелка соединена со щетками потенциометра $П_Д$. Дистанционная передача показаний прибора осуществляется с помощью логометра *Л*. Такая система коррекции применяется, например, в дистанционном гиромагнитном компасе ДГМК-3.

7. Емкостные датчики

Основным элементом емкостного датчика является плоский конденсатор. Как известно, емкость плоского конденсатора определяется согласно формуле

$$C = \frac{\varepsilon_c S}{3{,}6\pi\Delta} \ пф,$$

где C — емкость конденсатора в *пф*;
S — площадь пластин в *см*²;
Δ — расстояние между пластинами в *см*;
ε_c — диэлектрическая постоянная (для воздуха равна единице).

Таким образом, при построении датчика можно использовать зависимость емкости от площади пластин и расстояния между пластинами.

Для питания емкостных датчиков, как правило, применяется напряжение повышенной частоты, так как в противном случае мощность выходного сигнала оказывается весьма малой. Обычно частота питающего напряжения берется в пределах 1000—10 000 *гц*. Чувствительность емкостного датчика возрастает с увеличением частоты, однако возрастает и влияние паразитных емкостей. Поэтому, если не принято специальных мер при конструировании и монтаже датчика, выбирать частоту питания больше 10 000 *гц* нецелесообразно.

При изменении температуры окружающего воздуха меняются геометрические размеры конденсатора и, как следствие этого, возникают значительные температурные погрешности. Существенное влияние на работу датчика оказывает изменение влажности, так как при этом меняется величина ε_c. Для уменьшения влияния температуры и влажности обычно применяют дифференциальные конденсаторы, включенные в мостовые схемы.

На рис. VIII.13, *а* показана схема дифференциального конденсатора, в котором изменяется расстояние между пластинами.

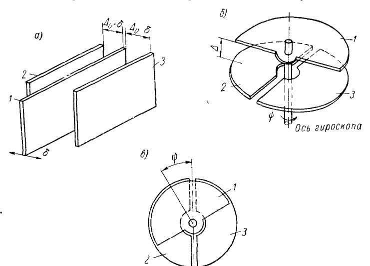


Рис. VIII.13. Схема дифференциальных конденсаторов: *а* — дифференциальный конденсатор с изменяющимся расстоянием между пластинами; *б* — дифференциальный конденсатор с вращающимся ротором; *в* — схема к выводу формулы для крутизны характеристики датчика

Емкость первого конденсатора (образованного подвижной пластиной *1* и одной из неподвижных, например *2*) определяется по формуле

$$C_{12} = \frac{\varepsilon_c S}{3{,}6\pi (\Delta_0 + \delta)},$$

где Δ_0 — расстояние между подвижной и неподвижной пластинами в случае, когда подвижная пластина занимает среднее положение;

δ — смещение пластины из среднего положения.

Емкость второго конденсатора, образованного пластинами *1* и *3*, очевидно, равна

$$C_{13} = \frac{\varepsilon_c S}{3{,}6\pi (\Delta_0 - \delta)}.$$

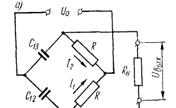
Для увеличения мощности сигнала, снимаемого с датчика, расстояние между пластинами следует брать минимальным. При этом, однако, уменьшается возможное перемещение подвижной пластины. В случае, если угол поворота оси гироскопа значительный, предпочтительнее применить дифференциальный конденсатор, схема которого показана на рис. VIII.13, *б*. В данной схеме емкости первого и второго конденсаторов соответственно равны

$$\left.\begin{aligned} C_{12} &= \frac{\varepsilon_c S_{\max}}{3{,}6\pi\Delta}\left(\frac{1}{2}+\frac{\psi}{\pi}\right); \\ C_{13} &= \frac{\varepsilon_c S_{\max}}{3{,}6\pi\Delta}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 26)}$$

где ψ — угол поворота подвижной пластины (рис. VIII.13, *в*) относительно неподвижных пластин *2* и *3*; угол ψ может меняться в пределах $\pm\frac{\pi}{2}$;

$S_{\max}$ — максимальная площадь пластин, соответствующая углу поворота $\psi=\frac{\pi}{2}$.

В виду сравнительно небольшого распространения емкостных датчиков (что объясняется их недостатками), рассмотрим лишь две схемы, удобные для использования в гироскопических приборах.



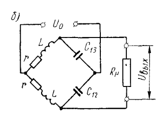


Рис. VIII.14. Схемы емкостных датчиков: *а* — мостовая схема: *б* — резонансная схема

На рис. VIII.14, *а* приведена мостовая схема датчика. В среднем положении подвижной пластины мост сбалансирован и напряжение, снимаемое с его выхода, равно нулю. При этом $C_{13} = C_{12} = C_0$. В случае смещения подвижной пластины емкости конденсатора становятся равными

$$\left.\begin{aligned} C_{12} &= C_0 + \Delta C; \\ C_{13} &= C_0 + \Delta C \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 27)}$$

и на выходе моста появляется напряжение $U_{вых}$.

Определим зависимость выходного напряжения от смещения подвижной пластины в предположении, что мост нагружен на сопротивление, равное бесконечности ($R_н = \infty$). Практически это

приближенно соответствует случаю, когда напряжение $U_{вых}$ подается на вход электронного усилителя. Очевидно, выходное напряжение

$$\overline{U}_{вых} = R(\overline{I}_1 - \overline{I}_2) = \frac{\overline{U}_0 R}{R + \frac{1}{jw_0 C_{12}}} - \frac{\overline{U}_0 R}{R + \frac{1}{jw_0 C_{13}}}.$$

Подставив в последнее выражение значение емкостей из соотношений VIII.27, получим

$$\overline{U}_{вых} = \frac{2j\overline{U}_0 R\omega_0 \Delta C}{2jR\omega_0 C_0 - \omega_0^2 R^2 C_0^2 + \omega_0^2 R^2 \Delta C^2 + 1}.$$

При небольших изменениях емкости конденсатора, когда $\Delta C \ll C_0$, слагаемым, содержащим ΔC^2, можно пренебречь и приближенно записать

$$\overline{U}_{вых} = \frac{2j\overline{U}_0 R\omega_0 \Delta C}{2jR\omega_0 C_0 - \omega_0^2 R^2 C_0^2 + 1}. \qquad \text{(VIII. 28)}$$

В том случае, когда дифференциальный конденсатор выполнен по схеме, приведенной на рис. VIII.13, *б*, величина ΔC равна [что непосредственно следует из соотношений (VIII.26)]

$$\Delta C = 2C_0 \frac{\psi}{\pi}. \qquad \text{(VIII. 29)}$$

С учетом формулы (VIII.29) выражение (VIII.28) принимает вид

$$\overline{U}_{вых} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{jU_0 R\omega_0 C_0}{1 + 2jR\omega_0 C_0 - R^2\omega_0^2 C_0^2},$$

откуда после несложных преобразований можно найти модуль выходного напряжения

$$|\overline{U}_{вых}| = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{U_0 R\omega_0 C_0}{1 + \omega^2 C_0^2 R^2} \psi. \qquad \text{(VIII. 30)}$$

Вычислив R из уравнения

$$\frac{d|\overline{U}_{вых}|}{dR} = 0,$$

найдем, что максимальная чувствительность схемы будет иметь место в случае

$$R = \frac{1}{\omega_0 C_0}.$$

При этих условиях формула (VIII.30) принимает вид

$$|\overline{U}_{вых}| = \frac{2}{\pi} U_0 \psi.$$

На рис. VIII.14, *б* представлена резонансная схема емкостного датчика. Схема состоит из индуктивностей L, сопротивлений r и

1361

емкостей C_{12} и C_{13}. В том случае, когда мостовая схема настроена в резонанс с частотой питающего напряжения, чувствительность резонансной схемы оказывается в десятки раз больше чувствительности обычной мостовой схемы. Однако для нормальной работы датчика требуется высокая стабильность частоты.

Пример использования емкостного датчика в схеме компенсационного акселерометра [101] приведен на рис. VIII.15. В этой схеме инерционное тело с массой m подвешено на упругом подвесе *УП*. С массой связана подвижная пластина дифференциального конденсатора *ДК*, питаемого от звукового генератора *ЗГ* и включенного в мостовую схему. При действии на систему ускорения масса, а вместе с ней и подвижная пластина конденсатора смещаются от среднего положения и на выходе мостовой схемы появляется напряжение. После усиления усилителем *Ус* и преобразования это напряжение подается на компенсационный двигатель *КДв*. Компенсационный двигатель развивает усилие, которое уравновешивает инерционные силы, действующие на массы. С выхода усилителя снимается напряжение $U_{вых}$, пропорциональное действующему на систему ускорению.

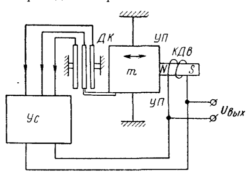


Рис. VIII.15. Пример использования емкостного датчика в схеме компенсационного акселерометра

В заключение заметим, что емкостные датчики имеют большую крутизну и достаточно хорошую линейность характеристики. Кроме того, датчик практически не прикладывает к гироскопу силового воздействия.

8. Дифференциальные и мостовые схемы индуктивных датчиков

Индуктивные датчики характеризуются следующими положительными свойствами: надежностью и простотой конструкции; высокой крутизной характеристики; малой зоной нечувствительности.

Наряду с этим индуктивные датчики имеют существенный недостаток, который заключается в том, что датчик прикладывает к гироскопу момент и величина этого момента тем больше, чем больше перемещение подвижного элемента датчика. Кроме того, на выходе датчика при исходном положении его якоря имеется остаточное напряжение, скомпенсировать которое затруднительно. Поэтому применение индуктивных датчиков в гироскопических

устройствах ограничено и может быть рекомендовано лишь в случаях, когда углы поворота гироскопа невелики, а силовое воздействие датчика на гироскоп несущественно.

Рассмотрим принцип действия индуктивных датчиков.

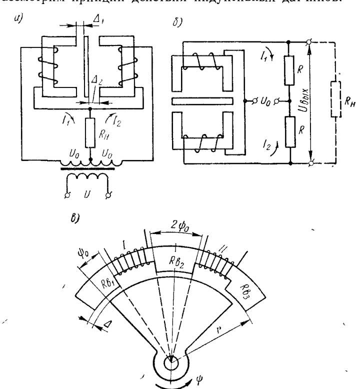


Рис. VIII.16. Схемы индуктивных датчиков: *а* — **дифференциальная схема**; *б* — мостовая схема; *в* — **индуктивный датчик** с поворотным якорем

Дифференциальная схема одного из таких датчиков представлена на рис. VIII.16, *а*. Согласно этой схеме для токов $\overline{I}_1$ и $\overline{I}_2$ (пренебрегая сопротивлением обмоток) можно записать

$$\overline{I}_1 = \frac{\overline{U}_0}{R_н + j\omega_0 L_1} \quad \text{и} \quad \overline{I}_2 = \frac{\overline{U}_0}{R_н + j\omega_0 L_2},$$

где L_1 и L_2 — индуктивности первой и второй катушек.

Ток в цепи нагрузки

$$\overline{I}_н = \overline{I}_1 - \overline{I}_2 = \overline{U}_0 \left(\frac{1}{R_н + j\omega L_1} - \frac{1}{R_н + j\omega L_2} \right). \quad \text{(VIII. 31)}$$

Рассматривая качественную сторону работы датчика, предположим, что сопротивление железного сердечника значительно

меньше, чем сопротивление воздушного зазора. Кроме того, будем считать грубо приближенно, что проводимость воздушного зазора определяется лишь площадью полюса сердечника и величиной зазора *. Тогда индуктивность катушек получим в виде

$$L_1 = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} w^2 S}{2\Delta_1} = \frac{a}{\Delta_1}\ \textit{гн} \quad \text{и} \quad L_2 = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} w^2 S}{2\Delta_2} = \frac{a}{\Delta_2}\ \textit{гн},$$

где w — число витков катушки;

S — сечение сердечника в $м^2$;

$a = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} w^2 S}{2}$.

В случае, если якорь датчика занимает среднее положение, $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_0$ и, следовательно,

$$L_1 = L_2 = L_0 = \frac{4\pi \cdot 10^{-7} w^2 S}{2\Delta_0}. \qquad \text{(VIII. 32)}$$

При смещении якоря

$$\left.\begin{aligned} L_1 &= L_0 + \Delta L; \\ L_2 &= L_0 - \Delta L. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 33)}$$

Учитывая соотношение (VIII.33), перепишем зависимость (VIII.31) в виде

$$\bar{I}_н = -\frac{2j\omega_0 \bar{U}_0 \Delta L}{R_н^2 - \omega^2 L_0^2 + 2j\omega_0 R_н L_0 + \omega_0^2 \Delta L^2}. \qquad \text{(VIII. 34)}$$

При малых перемещениях якоря $\Delta L \ll L_0$. В этих условиях величиной $\omega_0^2 \Delta L^2$ можно пренебречь. Тогда формула (VIII.34) принимает вид

$$\bar{I}_н = -\frac{2j\omega_0 \bar{U}_0 \Delta L}{R_н^2 - \omega_0^2 L_0^2 + 2j\omega_0 R_н L_0} = -\frac{2j\omega_0 \bar{U}_0 \Delta L}{(R_н + j\omega_0 L_0)^2}. \qquad \text{(VIII. 35)}$$

Выразим величину ΔL через L_0 и смещение якоря относительно среднего положения δ

$$\Delta L = L_1 - L_0 = \frac{a}{\Delta_1} - \frac{a}{\Delta_0} = \frac{a}{\Delta_0 + \delta} - \frac{a}{\Delta_0} \approx -\frac{a}{\Delta_0^2}\delta,$$

так как при малых δ величина $\delta\Delta_0 \ll \Delta_0^2$.

Учитывая равенство $L_0 = \frac{a}{\Delta_0}$, последнюю формулу перепишем в виде

$$\Delta L = L_0 \frac{\delta}{\Delta_0}. \qquad \text{(VIII. 36)}$$

* При необходимости проводимость воздушного зазора может быть определена более точно согласно методике, приведенной в следующем параграфе.

Подставив выражение (VIII.36) в формулу (VIII.35), после несложных преобразований получим

$$\bar{I}_н = \frac{2\bar{U}_0\omega_0 L_0\delta}{\Delta_0}\left[\frac{2R_н\omega_0 L_0 + j\,(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2)}{R_н^4 + 2R_н^2\omega_0^2 L_0^2 + \omega_0^4 L_0^4}\right],$$

а также

$$|\bar{I}_н| = \frac{2U_0\omega_0 L_0\delta}{\Delta_0\,(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2)}. \qquad \text{(VIII. 37)}$$

Величину напряжения на сопротивлении нагрузки получим, умножив формулу (VIII.37) на $R_н$. Таким образом,

$$|U_н| = \frac{2U_0\omega_0 L_0 R_н\delta}{\Delta_0\,(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2)}. \qquad \text{(VIII. 38)}$$

Наряду с дифференциальной применяется мостовая схема индуктивного датчика, приведенная на рис. VIII.16, *б*. Мостовая схема несколько проще дифференциальной ввиду отсутствия трансформатора. Кроме того, упрощается балансировка схемы, которая в данном случае может быть осуществлена изменением сопротивлений R.

Предполагая, что датчик работает на высокоомный вход электронного усилителя, т. е. в режиме холостого хода, можно записать

$$\bar{U}_{вых} = \bar{R}\,(\bar{I}_1 - \bar{I}_2).$$

Зависимость выходного напряжения от перемещения якоря датчика может быть получена из формулы (VIII.38), если в последней заменить $R_н$ на R. Иными словами,

$$|\bar{U}_{вых}| = \frac{2U_0\omega_0 L_0 R\delta}{\Delta_0\,(R^2 + \omega_0^2 L_0^2)}.$$

Легко определить, что максимальная крутизна характеристики имеет место при условии

$$R = \omega_0 L_0. \qquad \text{(VIII. 39)}$$

В случае выполнения равенства (VIII.39) уравнение характеристики датчика принимает вид

$$|\bar{U}_{вых}| = U_0\frac{\delta}{\Delta_0}.$$

Следует заметить, что полученная линейная зависимость справедлива лишь при $\delta \ll \Delta_0$.

Все предыдущие рассуждения относились к случаю, когда сердечник изготовлен из шихтованного материала. Если датчик имеет массивный сердечник, крутизна характеристики значительно падает. Это объясняется тем, что вихревые токи мешают магнитному потоку проникнуть на значительную глубину. В зависимости

от частоты напряжения и материала сердечника крутизна характеристики уменьшается в 4—10 раз. При частоте 500 *гц* крутизна характеристики датчика с массивным сердечником примерно в 6 раз меньше, чем крутизна характеристики такого же датчика с сердечником из шихтованного материала.

При конструировании датчиков необходимо учитывать электромеханическое усилие притяжения якоря. При двухстороннем расположении сердечников (рис. VIII.16, *а*) на якорь действует сила, направленная в сторону меньшего зазора и равная

$$F_{\max} = F_{1\,\max} - F_{2\,\max}.$$

Значение этой силы может быть найдено по обычным формулам расчета электромагнитов.

Более удобна для использования в гироскопических приборах схема датчика, показанная на рис. VIII.16, *в*. В этой схеме перемещение якоря датчика не ограничено. Катушки *I* и *II* включаются либо в мостовую, либо в дифференциальную схему.

При тех же предположениях, что и ранее, индуктивности катушек *I* и *II* можно записать в виде

$$L_1 = \frac{w^2}{R_I}\ \text{гн}; \qquad L_2 = \frac{w^2}{R_{II}}\ \text{гн}, \qquad \text{(VIII. 40)}$$

где R_I и R_{II} — сопротивления воздушных зазоров цепей катушек *I* и *II*.

Величины R_I и R_{II} грубо приближенно можно найти из следующих соотношений:

$$\left.\begin{aligned} R_I &= R_{в1} + \frac{R_{в2}R_{в3}}{R_{в2} + R_{в3}}; \\ R_{II} &= R_{в3} + \frac{R_{в2}R_{в1}}{R_{в2} + R_{в1}}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 41)}$$

где $R_{в1}$, $R_{в2}$ и $R_{в3}$ — сопротивления левого, среднего и правого воздушных зазоров.

Если якорь датчика сместился из среднего положения на угол ψ, то можно записать

$$\left.\begin{aligned} R_{в1} &= \frac{\Delta}{4\pi \cdot 10^{-7}(\psi_0 + \psi)\,rb}; \\ R_{в2} &= \frac{\Delta}{4\pi \cdot 10^{-7} \cdot 2\psi_0 rb}; \\ R_{в3} &= \frac{\Delta}{4\pi \cdot 10^{-7}(\psi_0 - \psi)\,rb}, \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 42)}$$

где Δ — зазор между якорем и сердечником в *м*;
r — внутренний радиус сердечника в *м*;
b — толщина сердечника в *м*.

Подставив выражения (VIII.42) в формулу (VIII.41), получим

$$R_I = \frac{\Delta\psi_0 \ 10^7}{\pi br\,(3\psi_0^2 + 2\psi\psi_0 - \psi^2)} \quad \text{и} \quad R_{II} = \frac{\Delta\psi_0 \ 10^7}{\pi br\,(3\psi_0^2 - 2\psi\psi_0 - \psi^2)}.$$

При малых перемещениях якоря слагаемым ψ^2 в знаменателе можно пренебречь. При этих условиях формулы (VIII.40) принимают вид

$$\left.\begin{aligned} L_1 &= \frac{\pi \ 10^{-7} w^2 br}{\Delta\psi_0}\,(3\psi_0^2 + 2\psi\psi_0), \\ L_2 &= \frac{\pi \cdot 10^{-7} w^2 br}{\Delta\psi_0}\,(3\psi_0^2 - 2\psi\psi_0). \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 43)}$$

Обозначив

$$L_0 = \frac{3\pi \cdot 10^{-7} w^2 br\psi_0}{\Delta};$$

$$\Delta L = \frac{2\pi \cdot 10^{-7} \omega^2 br\psi}{\Delta} = \frac{2}{3} \cdot \frac{L_0}{\psi_0}\psi,$$

перепишем соотношения (VIII.43) в виде

$$\left.\begin{aligned} L_1 &= L_0 + \Delta L; \\ L_2 &= L_0 - \Delta L. \end{aligned}\right\} \qquad \text{(VIII. 44)}$$

Если обмотки датчика включены по дифференциальной схеме, подобной схеме, представленной на рис. VIII.16, *а*, то, подставив соотношения (VIII 44) в формулу (VIII.31) и выполнив преобразования, аналогичные тем, которые применялись при выводе формулы (VIII.37), получим для тока в цепи нагрузки

$$|\overline{I}_н| = \frac{4U_0\omega_0 L_0}{3\psi_0\,(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2)}\,\psi.$$

Умножив полученное выражение на величину $R_н$, найдем напряжение на сопротивлении нагрузки

$$|\overline{U}_н| = \frac{4}{3} \cdot \frac{U_0\omega_0 L_0 R_н}{\psi_0\,(R_н^2 + \omega_0^2 L_0^2)}\,\psi.$$

При использовании датчика в мостовой схеме (рис. VIII.16, *б*) аналогично можно получить

$$|\overline{U}_{вых}| = \frac{4}{3} \cdot \frac{U_0\omega_0 L_0 R}{\psi_0\,(R^2 + \omega_0^2 L_0^2)}\,\psi.$$

Максимальная крутизна характеристики будет иметь место в случае выполнения равенства

$$R = \omega_0 L_0.$$

При этом формула для $U_{вых}$ принимает вид

$$|\overline{U}_{вых}| = \frac{2}{3} \cdot \frac{U_0}{\psi_0}\,\psi.$$

Сравнивая полученные здесь результаты с результатами, относящимися к рассмотренной выше конструктивной схеме датчика, видим, что качественно эти результаты полностью совпадают. Формулы для определения выходных токов и выходных напряжений отличаются лишь постоянными коэффициентами.

9. Индукционный датчик угла с перемещающимся ротором

Индукционный датчик угла с перемещающимся ротором представляет собой устройство, выходной электрический сигнал которого пропорционален перераспределению магнитного потока возбуждения, вызванному перемещением ротора. В литературе датчики такого типа иногда называют следящими трансформаторами.

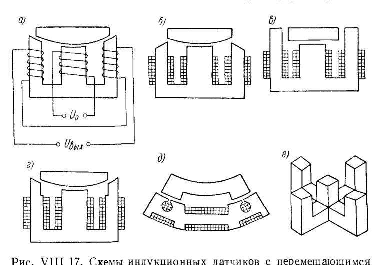


Рис. VIII 17. Схемы индукционных датчиков с перемещающимся ротором: *а* — обычная схема датчика, *б*, *г* — схемы датчиков с повышенной крутизной выходного напряжения, *в* — схема датчика с ограниченным перемещением ротора, *д* — схема секторного датчика, *е* — схема магнитопровода статора двухкоординатного датчика угла

Схемы различных конструктивных исполнений однокоординатных датчиков, предназначенных для преобразования в электрический сигнал перемещения ротора в одной плоскости, представлены на рис. VIII.17, *а*, *б*, *в*, *г*, *д*.

На рис. VIII.17, *е* изображен магнитопровод статора двухкоординатного датчика, предназначенного для измерения отклонения ротора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

Статор большинства однокоординатных датчиков представляет собой Ш-образный магнитопровод, на среднем стержне которого

расположена катушка возбуждения. На двух крайних стержнях размещены две одинаковые встречно включенные выходные катушки. Ротор датчика выполняется в виде магнитопроводящего сектора или сегмента без обмоток.

Магнитный поток, создаваемый катушкой возбуждения, индуктирует в каждой выходной катушке э. д. с., пропорциональную магнитной проводимости магнитопровода статора соответственно с одной или другой стороны от его оси симметрии.

При симметричном расположении ротора относительно статора э. д. с. в выходных катушках равны между собой и поэтому электрический сигнал на выходе датчика, составляющий разность этих э. д. с., теоретически равен нулю. Такое положение ротора называется нулевым. Практически электрический сигнал при нулевом положении ротора не равен нулю и называется нулевым или остаточным сигналом датчика.

Основными причинами возникновения остаточного сигнала являются геометрическая или магнитная несимметрия магнитопровода датчика, а также несимметрия выходных катушек (неравенство числа витков, наличие короткозамкнутых витков и т. д.). Благодаря этим факторам остаточный сигнал может определяться основной гармоникой, синфазной с основным сигналом датчика. При этом существует возможность устранить остаточный сигнал с помощью углового смещения ротора из нулевого положения.

В отдельных случаях несимметрия датчика приводит к изменению фазы э. д. с. одной из выходных катушек. Тогда э. д. с. левой и правой катушек будут смещены между собой на угол, не равный 180°, и остаточный сигнал датчика будет определяться величиной э. д. с., сдвинутой по фазе относительно выходного сигнала датчика на угол 90°. Остаточный сигнал такого рода получил название квадратурного сигнала.

Устранение квадратурного сигнала возможно несколькими способами, наиболее распространенными из которых являются: симметрирование датчика, подключение фазирующего сопротивления и применение компенсирующих устройств. Симметрирование датчиков основано на механической доводке магнитопровода статора либо на отмотке (домотке) витков в выходных катушках датчика. Этот способ представляет значительные технологические трудности, поэтому чаще используется другой способ, состоящий в подключении параллельно одной из выходных катушек омического сопротивления $R_ф$ (рис. VIII.18, *а*). Если величина фазирующего сопротивления значительно превышает сопротивление выходной катушки датчика, то при несущественном изменении амплитуды напряжения на этой катушке появляется возможность изменить фазу этого напряжения. Поэтому с помощью подключения фазирующего сопротивления в соответствующее плечо выходной обмотки и углового поворота ротора выходной сигнал датчика может быть сведен к нулю.

В гироскопических приборах, конструкция которых исключает угловой поворот ротора (статора) датчика угла *ДУ*, для уменьшения остаточного сигнала используются компенсирующие устройства. Они представляют собой масштабные трансформаторы с малым коэффициентом трансформации. Компенсация входного сигнала датчика в нулевом положении ротора производится с помощью масштабного (*МКУ*) и фазового (*ФКУ*) компенсирующих устройств, выходные сигналы которых сдвинуты по фазе друг относительно друга на угол, близкий 90°. Изменяя амплитуды и полярность выходных сигналов масштабного и фазового компенсирующих устройств, можно получить суммарный сигнал, снимаемый с них, фаза которого будет сдвинута на 180° относительно фазы выходного

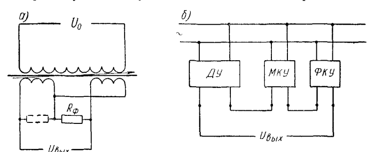


Рис. VIII.18. Схемы компенсации остаточного сигнала: *а* — с помощью фазирующего сопротивления; *б* — с помощью компенсирующих устройств

сигнала датчика, а амплитуда равна выходному сигналу датчика. Схема подключения компенсирующих устройств представлена на рис. VIII.18, *б*.

Помимо рассмотренных причин, остаточный сигнал может определяться тем обстоятельством, что датчик является дифференциальным по отношению к основной и нечетным гармоникам выходного напряжения. Однако при наличии внешнего постоянного подмагничивания магнитопровода появляются четные гармоники потока, по отношению к которым датчик не является дифференциальным, так как фаза четных гармоник потока определяется не только фазой его основной гармонической составляющей, но также направлением постоянного потока по отношению к переменному.

Наличие внешних переменных электромагнитных полей также приводит к появлению нулевого сигнала, имеющего частоту, равную частоте пульсации электромагнитного поля.

Наиболее эффективным методом борьбы с нулевыми сигналами, вызванными постоянным подмагничиванием или внешними электромагнитными полями, является магнитное экранирование датчика. По мере поворота ротора датчика зависимость между выходным напряжением и углом поворота ротора постепенно изменяется,

переходя от линейного закона к нелинейному. Величина разности между электрическим сигналом, снимаемым с датчика при заданном угле поворота ротора и усредняющей прямой, отнесенная к выходному напряжению датчика при максимальном угле поворота ротора и выраженная в процентах, называется нелинейностью характеристики выходного напряжения датчика при заданном угле поворота ротора. У датчиков различного назначения нелинейность характеристики выходного напряжения лежит в пределах от 0,5 до 5%.

Для правильно рассчитанного датчика протяженность линейного участка его выходной характеристики зависит от длины дуги крайних стержней магнитопровода статора. Если магнитопровод датчика имеет форму, изображенную на рис. VIII.19, то характеристика выходного напряжения сохраняет свою линейность в пределах перемещения ротора из симметричного положения на $\pm b/2$. Поэтому угловой рабочий диапазон датчика редко превышает $\pm 8 \div 10°$, а для малогабаритных датчиков значительно сокращается.

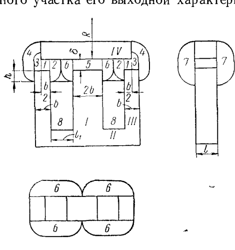


Рис. VIII.19. Схема к расчету индукционного датчика

Питание датчиков осуществляется переменным напряжением с частотой от 50 *гц* до нескольких десятков *кгц*. Однако для датчиков, работающих в гироскопических приборах, наиболее часто используется напряжение с частотой 400, 500 и 1000 *гц*.

Повышение частоты напряжения возбуждения при прочих равных условиях уменьшает поток намагничивания в датчике. В связи с этим пропорционально уменьшается реактивный момент датчика, что положительно сказывается на его точности. Одновременно появляется возможность уменьшить поперечное сечение магнитопровода. Существенное значение имеет повышение частоты питания датчика по сравнению с частотой других электроэлементов, работающих в непосредственной близости с датчиком. В этом случае появляется возможность исключить влияние на выходной сигнал датчика помех с помощью частотных фильтров.

Исходными данными при проектировании датчиков являются величина и частота напряжения возбуждения, чувствительность датчика, а также его габаритные размеры. В некоторых частных

случаях, когда основным требованием является точность, задаются также нелинейность характеристики выходного напряжения датчика и максимально допустимая величина реактивного момента.

Расчет датчика начинается с выбора размеров магнитопровода. Так как мощность, передаваемая датчиком, мала, то эти размеры определяются конструктивными (технологическими) соображениями и величиной диапазона линейности характеристики датчика.

Важное значение при проектировании датчика имеет правильный выбор величины воздушного зазора δ между ротором и магнитопроводом статора. При этом следует учитывать, что с целью улучшения электрических параметров датчика целесообразно иметь минимально возможный зазор. Но это требование вступает в противоречие с целым рядом факторов, препятствующих уменьшению величины зазора. Так, например, с уменьшением зазора начинают значительно сказываться технологические неточности при изготовлении датчика, снижается точность датчика за счет неравномерности зазора, полученной при установке датчика в гироскопический прибор, уменьшается стабильность датчика при климатических и механических воздействиях. Поэтому средняя величина воздушного зазора датчика, обычно применяемая на практике, лежит в пределах 0,15—0,3 *мм*.

Расчет датчика, таким образом, сводится к расчету магнитной цепи, определению обмоточных данных, расчету параметров его входной и выходной обмотки датчика, а также к определению электромагнитных сил (моментов), действующих на его ротор. При проведении расчета датчика будем предполагать, что не происходит искажения формы тока намагничивания, обусловленного нелинейностью кривой намагничивания материала магнитопровода.

Расчет датчика начинается с расчета магнитной проводимости. При этом следует исходить из того, что магнитная проницаемость материала магнитопровода статора и ротора датчика в сто и более раз больше магнитной проницаемости воздуха. Поэтому расчет магнитной проводимости производится только для воздушного зазора датчика.

Для определения магнитной проводимости воздушного зазора всю его область разбивают на ряд участков (участки *1—9* на рис. VIII.19), для которых картина магнитного поля может быть построена в виде элементарных трубок, образованных прямыми дугами окружности и эллипса.

Магнитная проводимость элементарной трубки равна

$$\lambda_i = \frac{S_i}{l_i} \text{ гн},$$

где S_i, l_i — поперечное сечение и длина элементарной трубки.

Если выразить S_i и l_i через геометрические размеры датчика и угол поворота ротора, а затем произвести интегрирование, то можно определить проводимость всего участка. Такую операцию

ТАБЛИЦА VIII.6

Расчетные формулы магнитных проводимостей датчика

Номер участка	Чертеж рассчитываемого узла	Расчетная формула
1		$\lambda_1 = \frac{lR(\alpha_0 - \alpha)}{\delta}$
2		$\lambda_2 = 1{,}46\, l \cdot \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$
3		$\lambda_3 = 1{,}46\, l \cdot \lg\left[1 + \frac{\pi R}{2\delta}(\alpha_0 + \alpha)\right]$
4		$\lambda_4 = 0{,}73\, l \cdot \lg\left[1 + \frac{\pi R(\alpha_0 - \alpha)}{\delta + \frac{\pi}{2} R(\alpha_0 + \alpha)}\right]$
7		$\lambda_5 = 1{,}46\, R(\alpha_0 - \alpha) \lg\left(1 + \frac{\pi h}{\delta}\right)$
1		$\lambda'_1 = \frac{lR(\alpha_0 + \alpha)}{\delta}$
2		$\lambda'_1 = 1{,}46\, l \cdot \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$
3		$\lambda'_3 = 1{,}46\, l \cdot \lg\left[1 + \frac{\pi R}{2\delta}(\alpha_0 - \alpha)\right]$
4		$\lambda'_4 = 0{,}73\, l \cdot \lg\left[1 + \frac{\pi R(\alpha_0 + \alpha)}{\delta + \frac{\pi}{2} R(\alpha_0 - \alpha)}\right]$
7		$\lambda'_5 = 1{,}46\, R(\alpha_0 + \alpha) \lg\left(1 + \frac{\pi h}{\delta}\right)$
5		$\lambda''_1 = 2\frac{lb}{\delta}$
6		$\lambda''_2 = 1{,}46\, l \cdot \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$
6		$\lambda''_3 = 1{,}46\, l \cdot \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$
7		$\lambda''_4 = 2{,}92\, b \cdot \lg\left(1 + \frac{\pi h}{2\delta}\right)$
8		$\lambda'''_1 = \frac{Hl}{l_1}$
9		$\lambda'''_2 = 2{,}92\, H \cdot \lg\left(1 + \frac{\pi b}{l}\right)$

следует повторить для каждого участка. В табл. VIII.6 приводятся формулы расчета магнитных проводимостей отдельных участков [69]. В этих формулах l обозначает толщину пакета магнитопровода статора.

Зная проводимости всех участков воздушного зазора над каждым стержнем, можно определить суммарную проводимость в зазоре каждого стержня.

Общая проводимость в зазоре левого стержня

$$\lambda_I = \lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4 + \lambda_5.$$

Общая проводимость в зазоре правого стержня

$$\lambda_I' = \lambda_1' + \lambda_2' + \lambda_3' + \lambda_4' + \lambda_5'.$$

Общая проводимость в зазоре среднего стержня

$$\lambda_I'' = \lambda_1'' + \lambda_2'' + \lambda_3'' + \lambda_4''.$$

Суммарная проводимость левой половины магнитной системы без учета проводимости утечки равна

$$\lambda_л = \frac{\lambda_I \lambda_I''}{\lambda_I'' + 2\lambda_I}.$$

Суммарная проводимость правой половины магнитной системы без учета проводимости утечки равна

$$\lambda_п = \frac{\lambda_I' \lambda_I''}{\lambda_I'' + 2\lambda_I'}.$$

Проводимость утечки половины системы равна

$$\lambda_у = \lambda_1''' + \lambda_2'''.$$

Затем, разбивая угловой рабочий диапазон на ряд участков, определяют для каждого из них значение магнитной проводимости. Результаты расчета удобно свести в таблицу.

Расчет магнитной системы датчика производится для нулевого положения ротора. С учетом того, что магнитная система датчика симметрична, расчет будет проводиться для одной ее половины.

Индукция в среднем стержне выбирается равной $B_m \leqslant 0,2 \div \div 0,3$ *тл* с целью получения у датчика возможно меньшего реактивного момента, а также для уменьшения нелинейных искажений выходного сигнала.

Амплитудное значение магнитного потока в среднем стержне I магнитопровода статора (рис. VIII.19) определяется по формуле

$$\Phi_I = B_m S \text{ вб},$$

где S — площадь сечения железа среднего стержня.

При использовании сплошного магнитопровода статора или ротора величина S должна быть определена с учетом влияния поверхностного эффекта, подробно исследованного Л. Р. Нейманом [79].

Магнитный поток в основании II магнитопровода статора будет равен потоку в среднем стержне: $\Phi_{II} = \Phi_I$.

Далее подсчитывается средняя длина силовых линий l_I, l_{II}, l_{III} и l_{IV} для участков I, II, III и IV.

По кривой намагничивания определяются удельные ампер-витки aw_{II} для участка II. Полные ампер-витки на участке II равны

$$AW_{II} \quad aw_{II} l_{II}.$$

Ампер-витки для проведения магнитного потока через воздушный зазор вычисляются по формуле

$$AW_\delta = \frac{\Phi_I}{0{,}4\pi(\lambda_л + \lambda_y)}.$$

Следовательно, поток в воздушном зазоре равен

$$\Phi_\delta = 0{,}4\pi AW_\delta(\lambda_л + \lambda_y).$$

Если пренебречь утечкой на участке IV, то поток на этом участке равен потоку в зазоре, т. е. $\Phi_\delta = \Phi_{IV}$. Тогда

$$B_{IV} = \frac{\Phi_{IV}}{S_{IV}}.$$

С учетом B_{IV} по кривой намагничивания определяются удельные ампер-витки aw_{IV} на участке IV. Полные ампер-витки участка IV равны

$$AW_{IV} = aw_{IV} l_{IV}.$$

Предполагая, что для стержней I и III утечка носит одинаковый характер и поток распределяется по квадратичному закону, можно среднее значение потока в стержнях I и III определить по формуле

$$\Phi_I = \Phi_{III} = \Phi_\delta\left(1 + \frac{\lambda_y}{\lambda_л}\right).$$

Затем вычисляется индукция на этих участках

$$B_I = \frac{\Phi_I}{S_I}, \qquad B_{III} = \frac{\Phi_I}{S_{III}}.$$

По этим значениям определяются aw_I и aw_{III}. Полные ампер-витки на этих участках вычисляются по выражениям

$$AW_I = aw_I l_I;$$
$$AW_{III} = aw_{III} l_{III}.$$

Определив полные ампер-витки на каждом участке, можно подсчитать полные ампер-витки обмотки возбуждения датчика

$$AW_\Sigma = AW_I + AW_{II} + AW_{III} + AW_{IV}.$$

Расчет катушки возбуждения обычно производится для режима холостого хода датчика.

Число витков обмотки возбуждения определяют исходя из закона электромагнитной индукции

$$E_1 = 4{,}44\Phi_l w_1 f \text{ в},$$

откуда

$$w_1 = \frac{E_1}{4{,}44 f \Phi_l}.$$

Э. д. с. самоиндукции E_1 предварительно выбирается равным 0,7—0,85 от величины напряжения питания датчика $U_в$.

Зная геометрические размеры датчика и число витков обмотки возбуждения, можно вычислить диаметр провода обмотки возбуждения, принимая, что она занимает половину расстояния между средним и крайним пальцем. В зависимости от диаметра провода коэффициент заполнения катушки принимается равным 0,6—0,75.

Вычислив число витков и задавшись диаметром провода обмотки возбуждения, можно определить омическое сопротивление обмотки возбуждения R_1

$$R_1 = \rho \frac{l_{cp}}{q} w_1,$$

где ρ — удельное сопротивление меди (0,0175 *ом · м/мм*²);
l_{cp} — средняя длина витка катушки;
q — сечение провода по меди.

Потери в стали магнитопровода статора и ротора датчика разделяются на потери на гистерезисе и потери на вихревые токи. Однако раздельно потери на гистерезис и вихревые токи не рассматривают, а исходят из величины удельных потерь в стали. Удельными потерями называются потери, возникающие в 1 *кг* стали данной марки при частоте 50 *гц*, индукции 1,0 *вб/м*² и синусоидальной форме кривой подведенного напряжения:

$$p_{1\,0/50} = p_г + p_в,$$

где $p_{1\,0/50}$ — удельные потери;
$p_г$, $p_в$ — удельные потери на гистерезис и вихревые токи.

Если частота и индукция отличаются от указанных выше, то удельные потери пересчитываются по формуле

$$p_c = p_{1{,}0/50} \left(\frac{f}{50}\right)^{\beta} B^2,$$

где β — коэффициент, зависящий от марки стали.

Для слабо- и среднелегированных сталей $\beta = 1{,}4 \div 1{,}6$, для высоколегированных $\beta = 1{,}2 \div 1{,}3$.

Удельные потери для некоторых магнитомягких материалов приведены в табл. VIII.7.

Полные потери в стали определяются по формуле

$$P_c = p_c Q_c,$$

где $Q_c = \Sigma l_i S_i \gamma$ — вес магнитопровода; γ — удельный вес стали.

Вычислив полные потери в стали, можно перейти к определению тока холостого хода датчика I_0. Эта величина складывается из тока намагничивания I_μ и активного тока I_a, идущего на покрытие потерь в стали:

$$I_0 = \sqrt{I_a^2 + I_\mu^2},$$

где

$$I_a = \frac{P_c}{E_1}; \qquad I_\mu = \frac{AW_\Sigma}{\sqrt{2}\, w_1}.$$

ТАБЛИЦА VIII.7

Удельные потери в *вт/кг* для магнитомягких материалов

Марка материала	Толщина листа в *мм*	
	0,5	0,35
Э31	2,0	1,6
Э41	1,6	1,35
Э42	1,4	1,2
Э43	1,25	1,05
Э310	1,25	1,00
Э320	1,15	0,9
Э330	1,05	0,8

Далее следует проверить правильность ранее принятой величины э. д. с. самоиндукции E_1 и сечения провода обмотки возбуждения.

Полное напряжение U_1 на обмотке возбуждения выражается формулой

$$U_1 = E_1 + R_1 I_0 = E_1 + R_1 \sqrt{I_a^2 + I_\mu^2}.$$

Если полученное значение U_1 значительно отличается от напряжения питания датчика $U_в$, то следует повторить расчет, задавшись другими значениями E_1 или выбрав другой диаметр провода обмотки возбуждения.

По величинам напряжения и тока обмотки возбуждения определяется полное входное сопротивление датчика

$$Z_1 = \frac{U_1}{I_0}.$$

Индуктивное сопротивление обмотки возбуждения вычисляется как

$$X_1 = \sqrt{Z_1^2 + R_1^2}.$$

Для того чтобы датчик угла имел минимальный перегрев обмотки возбуждения, плотность тока j в ней не должна превышать 5 *а/мм²*.

Плотность тока рассчитываемого датчика равна

$$j = \frac{I_0}{q},$$

где q — сечение провода.

При перемещении ротора датчика на некоторый угол из нулевого положения поток в среднем стержне несколько уменьшается вследствие уменьшения общей проводимости и нарушения равенства проводимости левой и правой частей датчика. Однако, учитывая, что это изменение потока не оказывает существенного влияния на точность расчета датчика, можно вычислить значение амплитуд потоков в левом ($\Phi_л$) и правом ($\Phi_п$) стержнях при отклонении ротора на угол $\Delta\alpha$ по формулам

$$\Phi_{л_{\Delta\alpha}} = 0{,}4\pi A W_{\delta} \lambda_{л_{\Delta\alpha}};$$
$$\Phi_{п_{\Delta\alpha}} = 0{,}4\pi A W_{\delta} \lambda_{п_{\Delta\alpha}}.$$

Задавая различные значения угла поворота ротора датчика в пределах всего рабочего диапазона, следует вычислить для каждого угла соответствующие величины потоков $\Phi_л$ и $\Phi_п$.

Определение э. д. с. вторичной обмотки производится из выражения

$$E_2 = 4{,}44\,(\Phi_{л_{\Delta\alpha}} - \Phi_{п_{\Delta\alpha}})\, f w_2 \ в,$$

где w_2 — число витков каждой из половин вторичной обмотки.

Если при расчете требуется получить определенную величину чувствительности датчика, т. е. величину E_2 при повороте ротора на 1°, то число витков вторичной (выходной) обмотки определяется из выражения для E_2 как

$$w_2 = \frac{k}{4{,}44\,(\Phi_{л_{1°}} - \Phi_{п_{1°}})\, f},$$

где k — чувствительность (крутизна характеристики) датчика в *в/град*.

Затем производится проверка размещения вторичной обмотки при выбранном предварительно диаметре провода.

Если же при расчете датчика требуется получить максимальную чувствительность, то число витков и диаметр провода выбираются из условия размещения вторичной обмотки и при этом числе витков подсчитывается чувствительность. По вычисленным значениям E_2 строится графическая зависимость $E_2 = f(\alpha)$.

При отклонении ротора датчика из симметричного относительно статора положения изменяется суммарная магнитная проводимость магнитной цепи, что приводит к появлению моментов, действующих на ротор датчика. Моменты такого рода иногда называют реактивными. Реактивный момент стремится установить ротор датчика в положение, при котором магнитная проводимость будет максимальной. Для датчиков, показанных на рис. VIII.17, *а*, *г*, *д*, такое положение соответствует симметричному расположению ротора относительно статора. Для датчиков, изображенных на рис. VIII.17, *б*, *в*, реактивный момент стремится сместить ротор из симметричного положения.

Как известно из теоретических основ электротехники [80], электромагнитная сила, стремящаяся изменить данную координату системы, равна убыли энергии магнитного поля, отнесенной к единице производимого силой изменения координаты. Предполагается, что потокосцепление системы сохраняется неизменным.

Аналитически это выражается

$$f = -\left(\frac{\partial W_м}{\partial \alpha}\right)_{\psi = \text{const}}, \qquad \text{(VIII. 45)}$$

где f — электромагнитная сила;

$\frac{\partial W_м}{\partial \alpha}$ — изменение энергии при изменении координаты.

В рассматриваемом датчике угла величина магнитного потока, создаваемого обмоткой возбуждения, остается примерно постоянной. Поэтому приведенная формула в полной мере применима к индукционным датчикам.

Для численного определения электромагнитной силы воспользуемся известным выражением энергии магнитного поля

$$W_м = \frac{1}{2} \Phi F \text{ дж}, \qquad \text{(VIII. 46)}$$

где Φ — магнитный поток возбуждения в *вб*;

F — намагничивающая сила в *а-вит*.

Подставив это выражение энергии в формулу (VIII.45) и учитывая при этом, что $\Phi = F\lambda_\Sigma$, получим окончательную формулу для определения реактивной силы, действующей на ротор датчика:

$$f = -\frac{1}{2} F^2 \frac{d\lambda_\Sigma}{d\alpha} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\Phi^2}{\lambda_\Sigma^2} \cdot \frac{d\lambda_\Sigma}{d\alpha} \text{ н} \cdot \text{м}, \qquad \text{(VIII. 47)}$$

где λ_Σ — суммарная магнитная проводимость магнитной цепи датчика.

Отрицательный знак электромагнитной силы означает, что она действует в направлении, противоположном смещению ротора; положительный знак свидетельствует о действии силы в направлении перемещения ротора датчика. Момент, действующий на ротор датчика, равен $M = fR$, где R — радиус вращения ротора.

В некоторых случаях интерес представляет сила радиального притяжения ротора датчика к его статору. Эта сила создает дополнительные усилия на оси чувствительного элемента, что повышает момент трения в подшипниках подвеса. В связи с тем, что сила радиального притяжения ротора носит электромагнитный характер, то для нее будет справедлива зависимость (VIII.45), которая примет вид

$$P = -\frac{dW_м}{d\delta}, \qquad \text{(VIII.48)}$$

где δ — величина воздушного зазора между ротором и статором датчика.

Подставив в формулу (VIII.48) значение энергии $W_м$ из выражения (VIII.46), получим

$$P = -\frac{1}{2} F^2 \frac{d\lambda_\Sigma}{d\delta} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\Phi^2}{\lambda_\Sigma} \cdot \frac{d\lambda_\Sigma}{d\delta} \ н. \qquad \text{(VIII. 49)}$$

Как видно из выражений (VIII.47) и (VIII.49), уменьшения реактивной и радиальной сил можно достигнуть следующими путями:

1) уменьшением величины магнитного потока;

2) увеличением суммарной магнитной проводимости магнитопровода датчика;

3) уменьшением изменения суммарной магнитной проводимости при смещении ротора.

Использование первых двух путей ограничено необходимостью получения определенных параметров датчика (чувствительности, стабильности и т. д.)

Уменьшение реактивных сил за счет снижения изменения суммарной магнитной проводимости при повороте ротора датчика заключается в рациональном выборе размеров и конфигурации магнитопровода, а также в экранировании тех участков поля воздушного зазора, которые вызывают изменение суммарной проводимости при повороте ротора.

В табл. VIII.8 приведены технические данные некоторых типов датчиков угла с перемещающимся ротором.

ТАБЛИЦА VIII.8

Технические данные индукционных датчиков угла с перемещающимся ротором

Параметры	МСТ	ОДУ-101А	ДДУ-100А *
Напряжение возбуждения в *в*	10	40	40
Частота в *гц*	500	3000	3000
Рабочий угол поворота ротора в *град*	±3	±2	±2
Крутизна выходного напряжения в *мв/мин* (не менее)	8	17	17
Остаточное напряжение в *мв* (не более)	40	25	30
Нелинейность выходного напряжения в % (не более)	2,7	3	3
Максимальный реактивный момент в $н \cdot см \cdot 10^{-2}$	0,1	0,35	1,0
Радиус вращения ротора в *мм*	37	50,8	50,8
Вес датчика в *кг*	0,06	0,24	0,18

* Технические данные двухкоординатного датчика ДДУ-101А приведены для одной из координат.

10. Индукционные датчики угла рамочного типа

Индукционные датчики угла рамочного типа представляют собой устройства, выходной электрический сигнал которых пропорционален угловому перемещению вторичной обмотки в магнитном поле, создаваемом обмоткой возбуждения. Схемы различных конструктивных вариантов выполнения индукционных рамочных датчиков представлены на рис. VIII.20. Приведенные схемы датчиков не исчерпывают всех их конструктивных разновидностей.

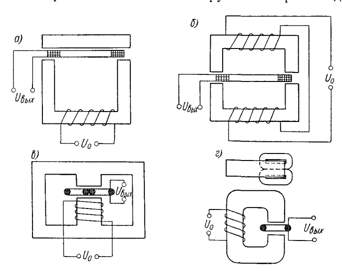


Рис. VIII.20. Схемы индукционных рамочных датчиков: *а* — простейшая схема; *б* — схема датчика с распределенной обмоткой возбуждения; *в* — схема дифференциального рамочного датчика; *г* — схема датчика с С-образным магнитопроводом статора

Конструкция датчика определяется в первую очередь назначением и конструкцией прибора в целом.

Наиболее простое конструктивное выполнение рамочного датчика представлено на рис. VIII.20, *а*. Статор такого датчика состоит из разделенного воздушным зазором магнитопровода, на одной из частей которого расположена обмотка возбуждения. Вторичная (выходная) обмотка датчика представляет собой катушку, выполненную в виде рамки, которая перемещается в воздушном зазоре магнитопровода статора. Вторичная обмотка размещается либо на кронштейне, связанном с подвижной осью прибора, либо на цилиндрической поверхности подвижной части чувствительного элемента.

При симметричном расположении вторичной обмотки относительно магнитопровода ее левая и правая части пронизываются

одинаковыми по величине, но противоположными по направлению магнитными потоками. Поэтому при таком положении вторичной катушки суммарное потокосцепление с ней равно нулю, а следовательно, равна нулю и э. д. с. $U_{вых}$, наводимая в этой обмотке. Такое положение выходной обмотки датчика называется нулевым.

В реальном датчике при нулевом положении ротора выходной сигнал не равен нулю. Это может объясняться появлением вследствие постоянного подмагничивания четных гармоник магнитного потока, по отношению к которым датчик не является дифференциальным. Кроме того, остаточный сигнал датчика возрастает при наличии внешних электромагнитных полей.

При перемещении вторичной обмотки вправо (рис. VIII.20, *а*) величина магнитного потока, пересекающего правую часть катушки, будет превышать величину магнитного потока, пересекающего левую часть катушки. Поэтому суммарное потокосцепление с катушкой будет равно разности потоков, пронизывающих левую и правую части катушек, а э. д. с., индуктируемая в катушке, пропорциональна этой разности. Фаза выходной э. д. с. будет определяться фазой магнитного потока в том стержне магнитопровода, в направлении которого произошло смещение вторичной обмотки.

Другим конструктивным вариантом выполнения рамочного датчика, получившим широкое применение в гироскопах, является датчик, принципиальная схема которого представлена на рис. VIII.20, *в*. Магнитопровод статора такого датчика представляет собой сердечник броневого типа, средний стержень которого разделен воздушным зазором. На среднем стержне сердечника расположена обмотка возбуждения. В воздушном зазоре этого стержня перемещается вторичная (выходная) обмотка, выполненная в виде двух дифференциально включенных обмоток. При симметричном расположении вторичной обмотки относительно магнитопровода величины э. д. с., индуктируемые в ее катушках, равны по величине, и поэтому выходной сигнал датчика равен нулю. Вследствие дифференциальности такого датчика по напряжению он менее подвержен влиянию внешних электромагнитных полей. Однако в связи с расхождением фаз э. д. с. катушек вторичной обмотки для такого датчика характерно наличие квадратурного сигнала при нулевом положении ротора.

При перемещении вторичной обмотки датчиков рамочного типа до тех пор, пока ее края не выходят за пределы участков с однородным полем, зависимость выходного напряжения от угла рассогласования вторичной обмотки носит линейный характер. Принято считать, что вследствие краевого эффекта однородность магнитного поля нарушается лишь на расстоянии одно-полуторакратной длины воздушного зазора. Исходя из этого, можно по заданному угловому диапазону линейного участка характеристики датчика

определить необходимую ширину стержней магнитопровода статора датчика.

Важной отличительной особенностью датчиков рамочного типа является наличие исключительно малого момента обратного воздействия, определяемого взаимодействием токов вторичной обмотки с магнитным потоком обмотки возбуждения.

При расчете индукционного датчика рамочного типа в качестве исходных принимаются те же данные, что и при расчете индукционного датчика с перемещающимся ротором. Такими данными

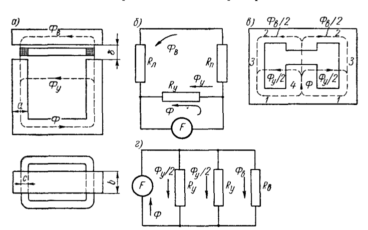


Рис. VIII.21. Схемы к расчету индукционных рамочных датчиков: *а* — схема магнитной цепи простейшего датчика; *б* — схема замещения простейшего датчика; *в* — схема магнитной цепи дифференциального рамочного датчика; *г* — схема замещения дифференциального рамочного датчика

являются, во-первых, величина и частота напряжения возбуждения, чувствительность и габаритные размеры; во-вторых, линейность характеристики выходного напряжения и момент обратного воздействия.

Выбор размеров магнитопровода производится исходя из заданных габаритов датчика. При этом следует иметь в виду, что длину стержней датчика выбирают из условия свободного размещения обмотки возбуждения. Ширина полюса a (рис. VIII.21, *а*) с учетом сказанного выше равна

$$a = 2R\alpha + c + 1{,}5\delta,$$

где R — радиус вращения ротора;

α — максимальный рабочий угол поворота ротора;

c — ширина рамки;

δ — величина воздушного зазора.

Величина воздушного зазора выбирается из условия свободного перемещения рамки в зазоре и принимается обычно в пределах 0,8—1,5 *мм*.

При расчете датчика угла в первую очередь производится расчет магнитной цепи. Для этого аналогично методике, приведенной для индукционного датчика с перемещающимся ротором, рассчитывается магнитная проводимость воздушного зазора.

С целью уменьшения нелинейных искажений тока намагничивания датчика величина индукции в зазоре B_m не должна превышать 0,1—0,2 *тл*. Поэтому, задаваясь определенной величиной индукции B_m, можно определить амплитудное значение магнитного потока в рабочем зазоре

$$\Phi_в = B_m S \ вб.$$

Так как мы пренебрегли магнитной проницаемостью материала магнитопровода, то схема замещения магнитной цепи датчика будет иметь вид, представленный на рис. VIII.21, *б*. Исходя из схемы замещения, получим величину магнитного потока в стержне магнитопровода

$$\Phi = \frac{\Phi_в \lambda_y}{\lambda_п + \lambda_л} + \Phi_в = \Phi_в \frac{\lambda_п + \lambda_л + \lambda_y}{\lambda_п + \lambda_л} \ вб,$$

где λ_y — проводимость утечки в *гн*;

$\lambda_п$, $\lambda_л$ — проводимость соответственно под правым и левым стержнем в *гн*.

Индукция в стержнях магнитопровода определяется по формуле

$$B_i = \frac{\Phi}{S_i} \ вб/м^2,$$

где S_i — сечение i-го стержня магнитопровода.

Зная индукцию в каждом стержне, можно вычислить ампер-витки, необходимые для проведения магнитного потока по каждому участку магнитной цепи:

$$AW_i = aw_i l_i;$$

$$AW_в = \frac{\Phi_в}{0{,}4\pi(\lambda_п + \lambda_л)},$$

где AW_i — полные ампер-витки i-го участка магнитопровода;

$AW_в$ — полные ампер-витки воздушного зазора;

aw_i — удельные ампер-витки i-го участка;

l_i — средняя длина i-го стержня.

Суммарные ампер-витки равны

$$AW_\Sigma = AW_в + \sum_i AW_i.$$

Расчет катушки возбуждения датчика следует проводить с учетом работы датчика на усилитель с большим входным сопротивлением, т. е. практически для режима холостого хода датчика.

воздушный пузырек разбивается на ряд более мелких пузырьков и нормальное прохождение тока через цепь, состоящую из контактов и электролита, нарушается. Максимально допустимый ток, проходящий через каждый контакт, равен примерно 50—60 *ма*.

В гироинерциальных вертикалях измерительным элементом является акселерометр, который через систему коррекции воздействует на гироскоп. Обычный акселерометр, в котором противодействующий момент создается пружиной, для этих целей не пригоден. Это объясняется тем, что характеристика пружины обладает некоторой нелинейностью. Кроме того, за счет остаточной деформации характеристика пружины может содержать гистерезисную

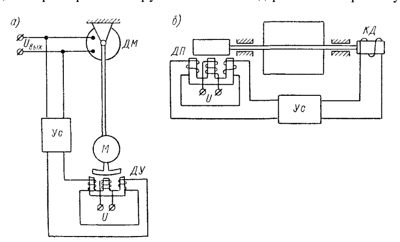


Рис. V.11. Схема акселерометров: *а* — схема маятникового акселерометра; *б* — схема осевого акселерометра

петлю. Все это сильно снижает точность прибора. Поэтому в настоящее время, как правило, применяются компенсационные акселерометры, в которых противодействующий момент создается электрической пружиной. Наиболее распространенными являются два типа акселерометра: маятниковый и осевой [101].

Схема маятникового акселерометра приведена на рис. V. 11, *а*. При отклонении маятника от первоначального положения с датчика угла *ДУ* снимается сигнал, который усиливается усилителем *УС* и подается на датчик моментов *ДМ*. Датчик моментов прикладывает к маятнику момент и в установившемся режиме компенсирует момент, отклоняющий маятник от первоначального положения.

На гироскопическое устройство сигнал $U_{вых}$ подается с выхода усилителя. Очевидно, что при линейной характеристике датчика угла, усилителя и датчика момента величина сигнала у выхода будет пропорциональна отклонению маятника. С целью уменьшения погрешностей акселерометра от моментов сил трения используются

Крутизна характеристики выходного напряжения датчика может быть подсчитана по формуле [83]

$$k = 8{,}88\, B_m f l w_2 R \ \text{в/рад},$$

где R — радиус вращения ротора в *м*;

l — длина пакета магнитопровода статора в *м*.

При расчете индукционного датчика угла рамочного типа, магнитопровод статора которого выполнен в виде броневого сердечника (рис. VIII.21, *в*), упрощенная схема замещения магнитной системы будет иметь вид, представленный на рис. VIII.21, *г*. Эта схема составлена при условии, что падением магнитного потенциала в магнитопроводе можно пренебречь по сравнению с падением магнитного потенциала в воздушном зазоре среднего стержня.

Как было отмечено выше, задавшись величиной магнитной индукции в воздушном зазоре B_m, определяют величину магнитного потока в воздушном зазоре. По схеме замещения величина потока рассеяния равна

$$\Phi_y = \frac{2\Phi_в R_\delta}{R_y},$$

где R_δ — магнитное сопротивление воздушного зазора;

R_y — магнитное сопротивление утечки.

Полный магнитный поток

$$\Phi = \Phi_\delta + \Phi_y = \Phi_\delta \frac{R_y + 2R_\delta}{R_y}.$$

Как видно из рис. VIII.21, *в*, на участках магнитопровода *1*, *3* и *2* протекает поток $\Phi_в/2$, а на участке *4* — поток Φ.

ТАБЛИЦА VIII.9

Технические данные индукционных датчиков угла рамочного типа

Параметры	РДУ-5	РДУ-7
Напряжение возбуждения в *в*	40	40
Частота в *гц*	500	500
Максимальный ток возбуждения в *а*	0,09	0,09
Остаточное напряжение в *мв* (не более)	4	6
Максимальное выходное напряжение холостого хода в *в*	3±0,3	4,6±0,4
Крутизна выходного напряжения в *мв/мин*	8	10
Вес в *кг* (не более)	0,015	0,015

Поэтому, зная величины потоков во всех стержнях магнитопровода, можно определить индукции в них

$$B_i = \frac{\Phi_i}{S_i}.$$

Определение полных ампер-витков, необходимых для проведения потока по всему магнитопроводу, и весь дальнейший расчет датчика проводится по методике, изложенной выше для датчика, представленного на рис. VIII.21, *а*.

В качестве примера в табл. VIII.9 приведены параметры двух индукционных рамочных датчиков.

11. Использование индукционных дистанционных передач в схемах коррекции гироскопических устройств

Элементы дистанционных индукционных передач могут быть использованы не только для съема показаний гироскопических устройств и их дистанционной передачи, но и в системах коррекции.

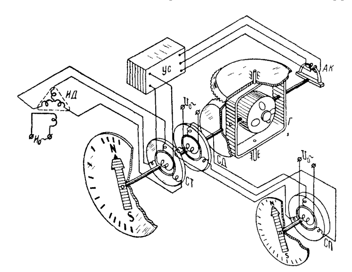


Рис. VIII.22. Схема коррекции гиромагнитного компаса с использованием сельсинов

При этом обычно коррекция осуществляется по одной из схем, приведенных на рис. V.2 и V.3.

На рис. VIII.22 показана схема гиромагнитного компаса, в которой для коррекции гироскопа и дистанционной передачи показаний используются сельсины. Гиромагнитный компас построен по схеме, показанной на рис. V.2, *а*.

В качестве магнитного измерительного элемента используется индукционный датчик *ИД*, подвешенный в карданном подвесе. Вторичные обмотки индукционного датчика соединены со статорными обмотками сельсина *СТ*, который работает в трансформаторном режиме. При определенном положении ротора сельсина относительно его статора напряжение, снимаемое с роторной обмотки, равно нулю. Прибор отрегулирован так, что плоскость внешней рамки гироскопа *Г* параллельна плоскости магнитного меридиана (без учета девиации). При уходе гироскопа по азимуту ротор сельсина *СТ*, связанный с помощью шестеренчатой передачи с внешним

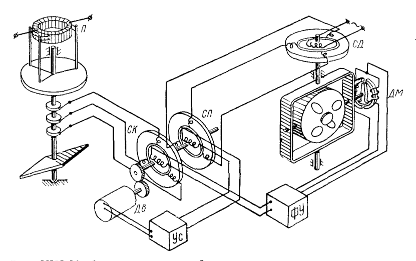


Рис. VIII.23. Схема азимутальной коррекции гироскопа с использованием трехщеточного потенциометра и сельсинов

карданным кольцом, также поворачивается. На входе усилителя *Ус* появляется напряжение, которое усиливается и выпрямляется с помощью фазочувствительного выпрямителя. На выход фазочувствительного выпрямителя подключены катушки азимутальной коррекции *АК*. При протекании тока через катушки возникает момент, вызывающий прецессию гироскопа в соответствующем направлении. Прецессия продолжается до тех пор, пока напряжение, снимаемое с ротора сельсина *СТ*, не станет равным нулю, т. е. пока гироскоп не установится в плоскости магнитного меридиана. Дистанционная передача показаний прибора осуществляется с помощью сельсинов *СД* и *СП*.

Схема коррекции гироскопа в азимуте от магнитной стрелки с использованием трехщеточного потенциометра и сельсинов показана на рис. VIII.23. Система построена согласно структурной схеме, приведенной на рис. V.4. Сельсины *СД* и *СП*, усилитель *Ус* и двигатель *Дв* образуют следящую систему, в результате чего положение

ротора сельсина *СП* определяется положением гироскопа. На одной оси с ротором сельсина *СП* расположен ротор сельсина *СК*. Статорные обмотки этого сельсина соединены со щетками трехщеточного потенциометра *П*. При уходе гироскопа от плоскости магнитного меридиана на роторной обмотке сельсина *СК* появляется напряжение, которое усиливается фазочувствительным усилителем *ФУ*. В зависимости от направления ухода гироскопа датчик моментов *ДМ* развивает момент того или иного знака, заставляю-

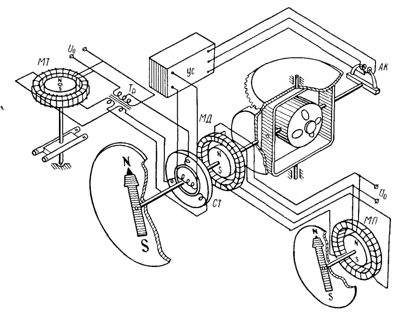


Рис. VIII.24. Схема коррекции гиромагнитного компаса с использованием магнесинов

щий гироскоп прецессировать до совпадения с плоскостью магнитного меридиана. Необходимо отметить, что рассматриваемые схемы могут быть использованы не только для коррекции трехстепенных гироскопов, но и для коррекции гиростабилизаторов. Так, например, схема, аналогичная приведенной на рис. VIII.23, применена для коррекции в азимуте трехосного гиростабилизатора автопилота АП-15 [89].

На рис. VIII.24 приведена схема гиромагнитного компаса, в которой для коррекции прибора используется магнесин в паре с сельсином, а для дистанционной передачи угла применены магнесины. Для перехода от четырехпроводной линии магнесина к трехпроводной линии статора сельсина в схеме предусмотрен трансформатор *Тр*.

В качестве магнитного измерительного элемента здесь использована обычная магнитная стрелка, которая установлена на одной

оси с ротором магнесина *МТ*, работающего в трансформаторном режиме. Если плоскость внешней рамки гироскопа параллельна плоскости магнитного меридиана, напряжение на входе усилителя равно нулю. При отклонении гироскопа на вход усилителя подается напряжение, катушки азимутальной коррекции *АК* создают корректирующий момент соответствующего направления знака и гироскоп начинает прецессировать, возвращаясь в плоскость магнитного меридиана. Для дистанционной передачи показаний гироскопа используются магнесины *МД* и *МП*, работающие в индикаторном режиме.

Пример коррекции гироскопа с использованием схемы рис. V.2, *д* приведен на рис. VIII.25. Ротор сельсина *СД* связан с осью курса звездно-солнечного ориентатора, с осью промежуточного механизма астрокомпаса [101] или с указателем радиокомпаса. Таким образом, работа гироскопа корректируется звездно-солнечным ориентатором, астрокомпасом или радиокомпасом. Статор сельсина *СД* соединен со статором сельсина *СП*. Ротор сельсина *СП* укреплен на оси гироскопа. При рассогласовании следящей системы, состоящей из сельсинов *СД*, *СП*, усилителя *Ус*, двигателя *Дв* и редуктора P_1, на входе усилителя появляется напряжение. Это напряжение после усиления подается на двигатель. Двигатель через редуктор с большим передточным отношением поворачивает статор сельсина *СП* до тех пор, пока напряжение на входе усилителя не станет равным нулю. Как уже указывалось, в этой схеме гироскоп играет роль фильтра низших частот.

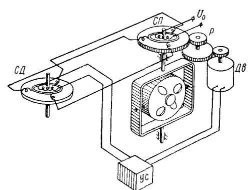


Рис VIII 25. Схема коррекции показаний гироскопа в азимуте

На рис. VIII.26 приведена схема коррекции гироскопа от индукционного датчика *ИД* магнитного поля с использованием принципа коррекции, показанного на рис. V.2, *д*. Напряжение, снимаемое с обмотки ротора сельсина *С*, подается на усилитель $Ус_1$ и затем на двигатель *Д*. Двигатель поворачивает ротор сельсина до тех пор, пока напряжение не станет равным нулю. Следовательно, угол поворота ротора сельсина будет определяться положением индукционного датчика относительно магнитного меридиана Земли. Ось ротора сельсина *С* через лекальный механизм (на рисунке не показан) связана с осью ротора сельсина *СД*. Лекальный механизм служит для компенсации четвертной девиации и некоторых инструментальных

погрешностей. Сельсины *СД* и *СП*, усилитель *Ус*, двигатель *Дв* и редуктор образуют систему коррекции (см. также рис. VIII.25).

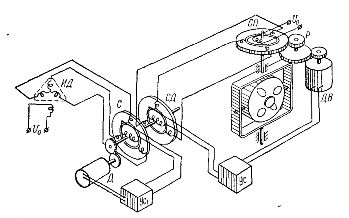


Рис. VIII.26. Схема коррекции показаний гироскопа от индукционного датчика магнитного поля

В заключение заметим, что для повышения точности работы системы коррекции вместо сельсинов могут быть использованы вращающиеся трансформаторы.

12. Цифровые датчики угла

Цифровые датчики угла * служат для преобразования исходной аналоговой величины — угла поворота — в соответствующий ей код, являющийся выходной величиной датчика.

По принципу преобразования угла в код датчики разделяются на три группы:

1) датчики, построенные по методу одного отсчета (считывания);
2) датчики последовательного счета;
3) датчики, использующие метод сравнения и вычитания.

Наибольшее распространение получили первые два типа датчиков.

Каждому цифровому датчику присущ ряд характеристик, рассмотренных ниже.

1. Форма представления входных и выходных величин. Для гироскопических датчиков угла входной (аналоговой) величиной является угловое перемещение. Выходная величина датчика — код — может иметь различный вид: двоичный, десятичный, циклический и др.

* См. Э. И. Г и т и с. Преобразователи информации для электронных цифровых вычислительных устройств. М.—Л., Госэнергоиздат, 1961.

со стойками *17*, связанного с наружным кольцом карданного подвеса. Наружное кольцо оказывается заарретированным.

Арретирование внутреннего кольца карданного подвеса осуществляется с помощью рамки арретира *16*, которая вращается вокруг оси *18* под давлением со стороны диска со стойками *17*, к которому она прижата пружиной *19*. Войдя в соприкосновение с фигурным кулачком *14*, жестко связанным с внутренним кольцом, зуб *15* рамки арретира *16* начинает давить на кулачок и заставляет кожух с гиромотором поворачиваться вокруг оси вращения внутреннего кольца карданного подвеса. Это вращение происходит до тех пор, пока зуб *15* не войдет в углубление, имеющееся в фигурном кулачке *14*. С этого момента внутреннее кольцо находится в заарретированном состоянии.

Поворот картушки прибора на заданный курс производится следующим образом. Вращая ручку *1*, поворачивают диск *3*, находящийся в сцеплении с диском *4*, жестко связанным с винтовым колесом *5*.

При вращении винтового колеса *5* вращается винтовая шестерня *13* и соосная с нею шестерня (на рисунке не показана). Вращение соосной шестерни передается шестеренчатой муфте арретира *11* и скрепленному с ней при помощи штифтов *12* диску со стойками *17*, смонтированному на наружной раме. Вращение диска со стойками *17* передается наружному кольцу карданного подвеса, с которым связана картушка прибора.

Рассмотренное арретирующее устройство оправдало себя в эксплуатации. Его существенным недостатком является накладывание на гироскоп внешнего момента при установке картушки на нужный курс. Этот недостаток можно исключить путем конструктивной развязки картушки и наружного кольца подвеса гироскопа. В некоторых приборах (ГПК-52) арретирующие устройства отсутствуют. В таких приборах установка картушки на заданный курс осуществляется специальным механизмом.

Арретирующие устройства гироскопических авиагоризонтов. Устройство, представленное на рис. VII.2, предназначено для арретирования гироскопа в нерабочем состоянии и для быстрого устранения ошибок в показаниях прибора после выполнения самолетом какого-либо маневра.

Арретирование гироскопа осуществляется с помощью ручки *13*. При выдвижении ручки *13* начинает поступательно двигаться тяга арретира *11* и связанный с нею упор *6*, который начинает давить на стакан *7*. Движение стакана *7* вызывает сжатие пружин *5* и *9*. Под давлением рабочей пружины *5* начинается движение направляющей тяги *8* и *10*, вместе с которой перемещается кулачок *3*. Конец *А* кулачка *3* упрется в поверхность большого кулачка *14*, и дальнейшее его движение прекратится. Последующее перемещение ручки *13* вызывает движение стакана *7* и дополнительное сжатие пружин *5* и *9*. Стакан *7* входит в защелку *4* и в момент, когда

Рассмотрим конструкцию и принцип действия цифровых датчиков угла. Большинство цифровых датчиков угла, преобразующих угол поворота в код, работает по методу считывания. Принцип построения датчиков этого типа состоит в использовании отдельного квантующего устройства и съемного устройства для каждого разряда выходного кода. С помощью этих устройств определяются цифры для каждого из разрядов.

В настоящее время основными видами цифровых датчиков угла, работающих по методу считывания, являются: контактные, фотоэлектрические, индуктивные, емкостные и трансформаторные. Широкое распространение этих датчиков угла в значительной степени объясняется тем, что они имеют по сравнению с другими типами цифровых датчиков бóльшую точность и меньшее время преобразования. Кроме того, время преобразования угла в цифру для датчиков такого типа определяется только временем считывания кода со съемных элементов, так как квантирующее устройство всегда подготовлено для соответствующего преобразования информации. Рассмотрим подробнее фотоэлектрические и трансформаторные цифровые датчики угла.

Фотоэлектрические датчики обладают малыми моментами инерции и трения, а благодаря разработке совершенной технологии изготовления элементов этих датчиков удается добиться при сравнительно небольших габаритах высокой точности преобразования. Современные модели фотоэлектрических датчиков обладают разрешающей способностью 262 144 отсчета на один оборот входной оси с общей точностью $\pm$ 0,000004 части окружности.

В фотоэлектрическом датчике, схема которого приведена на рис. VIII.27, в качестве задающей системы используется кодовый диск, который выполнен из оптического стекла и кода, нанесенного в виде сочетания прозрачных и непрозрачных площадок. В качестве съемных элементов применяются фотоэлементы, располагаемые обычно вдоль радиуса диска. Число фотоэлементов равно числу разрядов в коде. Световой поток от источника света через кодовый диск и оптическое устройство поступает на фотоэлементы. Если между источником света и фотоэлементом находится прозрачная площадка диска, то фотоэлемент будет находиться в проводящем состоянии, что соответствует наличию одной цифры в данном разряде. Если же между источником света и фотоэлементом будет находиться непрозрачная площадка, то последняя не будет пропускать свет и это состояние соответствует наличию другой цифры в данном разряде.

В трансформаторных цифровых датчиках в основе принципа действия системы съема кода лежит изменение коэффициента трансформации специального трансформатора, магнитная цепь которого состоит из двух ферромагнитных сердечников, разделенных воздушным зазором. На сердечниках располагаются обмотки трансформатора. Изменение коэффициента трансформации достигается благо-

1361

даря перемещению магнитного экрана внутри зазора. Принципиальная схема такого датчика представлена на рис. VIII.28.

Задающая система трансформаторных цифровых датчиков, выполняющая роль магнитного экрана, представляет собой тонкий диск из немагнитного электропроводного материала (медь, серебро). На диск наносится рисунок кода, аналогичный рисункам фотоэлектрических датчиков. Отличие заключается в том, что в рисунке кода разрядные кольца состоят из сквозных отверстий и участков из материала диска.

Съемный элемент в цифровых трансформаторных датчиках

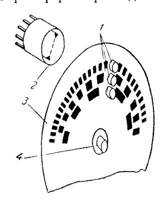


Рис VIII.27. Схема цифрового фотоэлектрического датчика угла:

1 — фотоэлементы, *2* — источник света; *3* — кодирующий диск, *4* — входная ось

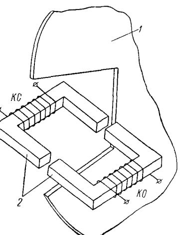


Рис. VIII.28. Эскиз конструкции цифрового трансформаторного датчика угла:

КО — катушка опроса; *КС* — катушка считывания; *1* — кодирующий диск; *2* — съемный элемент

представляет собой пару идентичных катушек, расположенных на П-образных сердечниках из ферромагнитного материала. Сердечники располагаются в одной плоскости с обеих сторон диска друг против друга и напротив соответствующего разрядного кольца. На катушку опроса КО поступает опрашивающий импульс. При этом в зависимости от того, находится ли в момент опроса между катушками опроса и считывания воздушный зазор или материал диска, являющийся электромагнитным экраном, на выходе катушки считывания КС будет меняться амплитуда импульса, которая определяет задаваемую цифру.

Цифровые трансформаторные датчики имеют малые моменты трения и инерции, а также проще в изготовлении по сравнению с другими типами цифровых датчиков. Однако в этих датчиках значительно труднее, чем в фотоэлектрических, обеспечить большое число разрядов при относительно небольших габаритах, поэтому они

обычно выполняются многоступенчатыми, причем каждая ступень не более 7—8 двоичных разрядов.

В цифровых датчиках угла, измеряющих приращение, движение входной оси условно разбивается на единичные (элементарные) приращения, на появление которых реагирует съемный элемент преобразователя. При появлении единичного приращения съемный элемент посылает импульс на счетчик, в котором импульсы суммируются и на выходе счетчика дают необходимую информацию о текущем значении входного угла. В цифровых датчиках такого типа могут использоваться различные физические явления, чтобы создать изменение состояния при изменении угла поворота задающего элемента. В настоящее время наибольшее распространение получили оптические, индукционные и электростатические датчики, а также цифровые датчики с временной разверткой, у которых задаваемая угловая величина преобразуется в угол сдвига фаз с помощью фазовращателя, выполненного на основе вращающихся трансформаторов.

Определяют несущую способность подшипника

$$Q = rlpK_з K_н,$$

где p — граничное давление;
$K_з$ — коэффициент заполнения;
$K_н$ — характеристика нагрузки.

Для определения коэффициентов $K_з$ и $K_н$ **вычисляют** характеристику подшипника χ

$$\chi = \frac{\eta n r}{\delta^2 p},$$

где η — вязкость газа.

При определении коэффициента $K_н$ проводят через точку (соответствующую известному значению χ) на оси абсцисс верхнего графика (рис. III.25) вертикаль до пересечения ее с кривой для определенного значения относительного эксцентриситета $\varepsilon = \frac{e}{\delta}$ (e — эксцентриситет опоры). На пересечении той же вертикали с кривыми для ε нижнего графика находят коэффициент утечки C. Рассчитав отношение $l/2\ Cr$, находят коэффициент заполнения $K_з$.

Для того чтобы вращение вала в подшипниках было устойчивым, т. е. отсутствовала вибрация, необходимо, чтобы стабилизирующая сила P_c подшипника, создаваемая, например, односторонним поддувом воздуха, удовлетворяла условиям:

при $D' > 0$

$$P_c \geqslant \frac{mn^2\delta}{8}(1+\lambda);$$

при $D < 0$

$$P_c \geqslant \frac{\delta n^2}{8}\left[m\lambda(1+\lambda) + \frac{J_x - 2J}{l_1^2}\right],$$

где $D' = m(1-\lambda^2) - \frac{1}{l_1^2}(J_x - 2J)$ — характеристика, определяющая тип вихря (вибрации);
m — масса вала и ротора;
λ — относительное смещение центра ротора от оси x при несимметричном расположении ротора (рис. III.20, *в*);
J, J_x — моменты инерции вала и ротора относительно оси вращения и оси x.
$2l_1$ — расстояние между центрами подшипника;
n — число оборотов ротора.

Расчет пористых статических подпятников. Задаются, исходя из конструктивных соображений, величиной зазора между валом и подпятником δ', давлением на входе в подпятник $p_д$ и материалом подпятника (рис. III.20, *а*). Расчет проводят в следующем порядке.

цилиндр (корпус прибора) *3*. Чувствительный элемент может центрироваться с помощью цилиндрических подшипников, шариков, пары керн — подпятник, высокопрецизионных малогабаритных шарикоподшипников, торсионных подвесов и т. д.

На рис. III.26, *а* показано центрирование с помощью стержня (оси), одним концом закрепляемого в верхней части прибора, и цилиндрического рубинового подшипника скольжения или шариков, которые помещаются в центре вращения плавающей системы.

В конструктивном варианте, изображенном на рис. III.26, *б*, центрирование производится с помощью пары керн — подпятник или малогабаритных шарикоподшипников. Подпятник, изготовляемый из агата или корунда, или малогабаритный шарикоподшипник завальцовывается в колонку, которая неподвижно укрепляется в корпусе прибора.

Потери на трение в опорах компасов очень малы, но при значительных вибрациях и качке они могут служить источниками появления девиации. Чтобы устранить возникновение девиации, применяют гирокомпасы с так называемым электромагнитным дутьем (рис. III.26, *в*).

Чувствительный элемент *1* гирокомпаса выполняется в виде герметически закрытого шара, внутри которого помещены гиромоторы. Гиросфера (шар) полностью погружена в поддерживающую жидкость *2* и плавает в ней. Центр тяжести гиросферы шара обычно ниже ее геометрического центра или точки подвеса примерно на 0,7 *см*. Остаточный вес гиросферы в поддерживающей жидкости составляет около 30—40 *г*. Чтобы шар не только не тонул, но и был центрирован в следящей сфере как в вертикальном, так и в горизонтальном направлениях, применяется «электромагнитное дутье», которое устроено следующим образом [64]. Внутри нижней половины гиросферы уложена обмотка катушки дутья *4*, по которой проходит переменный ток. Этот ток индуктирует в алюминиевом (или медном) теле внешней сферы *3* соответствующие вихревые токи, которые отталкивают от себя катушку переменного тока, т. е. гиросферу. Устройство работает автоматически; если, например, жидкость охладится и гиросфера начнет подниматься, отталкивание уменьшится и под влиянием своего остаточного веса гиросфера опустится до прежнего положения, и наоборот.

Горизонтальные составляющие отталкивания центрируют гиросферу в горизонтальных направлениях. Зазор между гиросферой и следящей сферой составляет примерно 4—8 *мм*. Электромагнитное дутье обеспечивает центрирование гиросферы с точностью $\pm$ 1 *мм*.

Передача в гиросферу тока (для питания гиромоторов, катушки электромагнитного дутья и т. д.) производится через поддерживающую жидкость. В рассмотренном приборе отсутствуют контактные системы, следовательно, система свободна от механического трения. Для гирокомпасов применяется, например, следующий состав

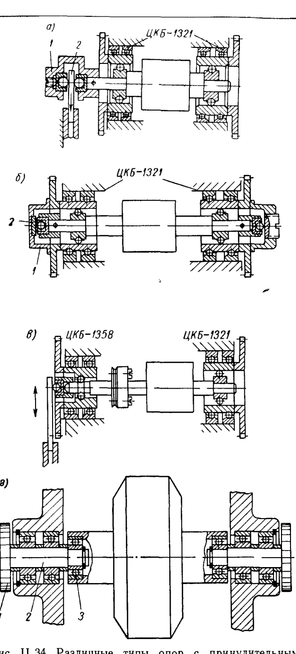


Рис II 34 Различные типы опор с принудительным движением средних колец в направлении вращения оси

тем, что основным фактором, определяющим тепловой режим гиродвигателя, является перегрев обмотки статора, который обычно устанавливается экспериментальным путем при отработке опытных образцов гироскопических двигателей.

Ниже дается упрощенная инженерная методика электрического расчета асинхронного гироскопического двигателя с ротором типа беличье колесо.

Определение основных размеров для электрического расчета. Исходными данными при проектировании гироскопических электродвигателей являются: кинетический момент ротора H; номинальная частота сети f_N; номинальное напряжение U_N; условия работы (газовая среда, вакуум, окружающая температура и т. п.).

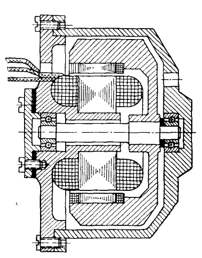


Рис. IX.2. Принципиальная конструктивная схема гироскопического асинхронного двигателя

Обычно ставится задача рассчитать электродвигатель, минимальный по габаритам и весу и обеспечивающий надежную работу гироскопа в течение длительного времени. Весьма часто такая задача решается на основе прототипов уже выполненных двигателей с учетом опыта их эксплуатации.

В случае отсутствия такого рода данных габаритные размеры двигателя приближенно оцениваются в следующем порядке.

1. Определяем угловую скорость вращения ротора

$$\Omega_p = 0{,}95\,\frac{2\pi f}{p}.$$

Обычно $p = 1 \div 3$, а по условиям стабильности и долговечности работы подшипников $\Omega_p \approx (1 \div 3)10^3$ $1/сек$.

2. Находим момент инерции ротора

$$J_p = \frac{H}{\Omega_p}.$$

3. Наружный диаметр маховика ротора приближенно оцениваем из формулы

$$J_p \approx 0{,}09\, d_p k_м D_м^5,$$

где $k_м = \frac{l_м}{D_м}$ — геометрический фактор, характеризующий наружные размеры гироскопа ($k_м \approx 0{,}3 \div 0{,}5$).

4. Приняв, что $\frac{D}{D_м} = 0{,}5 \div 0{,}6$, производим расчет веса ротора и суммарного момента сопротивления в подшипниках и газовой

среде для заданной угловой скорости вращения ротора по методике, приведенной в п. 1 гл. VII.

При грубых расчетах можно принять [32]

$$M_c = M_{тр.\,п} + M_{тр.\,г.\,ср},$$

где $M_{тр.\,п} = 5{,}7\left(1 + \frac{D_{вн}}{d_ш}\right) P_n$ — момент трения в подшипнике;

$M_{тр.\,г.\,ср} = 7{,}7 \cdot 10^4 \rho c (5k_м + 1{,}2)\left(\frac{n_N}{10^4}\right)^2 D_м^5$ — момент сопротивления газовой среды;

(ρ — плотность окружающей среды; c — коэффциент трения; $c = \frac{0{,}53}{\sqrt{Re}}$ при $Re < 48\,500$ — ламинарное движение; $c = \frac{0{,}0287}{\sqrt[5]{Re}}$ при $Re > 48\,500$ — турбулентное движение).

5. По величине момента сопротивления при номинальной скорости вращения и допустимой плотности тока в обмотке статора определяем минимальный диаметр расточки исходя из формулы

$$M_c = \frac{\mu_0}{6} S_n^2 k_{з.п}^2 j_0^2 l \frac{\Sigma\lambda_c}{q},$$

где S_n — площадь пазов статора;
$k_{з.п}$ — коэффициент заполнения паза;
l — длина пакета статора;
$\Sigma\lambda_c$ — удельная магнитная проводимость потоков рассеяния обмотки статора;
q — число пазов на полюс и фазу.

При ориентировочных расчетах можно принять $k_{з.\,п}^2 = 0{,}1$, $\frac{\Sigma\lambda_c}{q} = 2$, $S_n = 0{,}4\,D^2$.

Тогда

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{200\,M_c}{\mu_0 j_0^2 k_l}}. \qquad \text{(IX. 1)}$$

Если полученная величина не превосходит $0{,}6\,D_м$, то это означает, что обмотка двигателя сможет обеспечить необходимое значение номинального момента $M_N = M_c$.

6. Имея диаметр расточки, определяем основные величины и размеры, характеризующие магнитную цепь двигателя:

воздушный зазор

$$\delta = 0{,}1 + \frac{D}{900};$$

числа пазов на статоре и роторе z_c и z_p;

даря перемещению магнитного экрана внутри зазора. Принципиальная схема такого датчика представлена на рис. VIII.28.

Задающая система трансформаторных цифровых датчиков, выполняющая роль магнитного экрана, представляет собой тонкий диск из немагнитного электропроводного материала (медь, серебро). На диск наносится рисунок кода, аналогичный рисункам фотоэлектрических датчиков. Отличие заключается в том, что в рисунке кода разрядные кольца состоят из сквозных отверстий и участков из материала диска.

Съемный элемент в цифровых трансформаторных датчиках

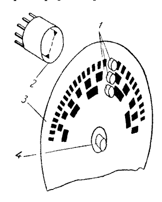


Рис VIII.27. Схема цифрового фотоэлектрического датчика угла:

1 — фотоэлементы, *2* — источник света; *3* — кодирующий диск, *4* — входная ось

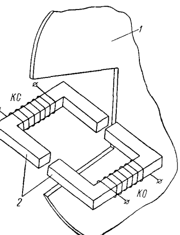


Рис. VIII.28. Эскиз конструкции цифрового трансформаторного датчика угла:

КО — катушка опроса; *КС* — катушка считывания; *1* — кодирующий диск; *2* — съемный элемент

представляет собой пару идентичных катушек, расположенных на П-образных сердечниках из ферромагнитного материала. Сердечники располагаются в одной плоскости с обеих сторон диска друг против друга и напротив соответствующего разрядного кольца. На катушку опроса КО поступает опрашивающий импульс. При этом в зависимости от того, находится ли в момент опроса между катушками опроса и считывания воздушный зазор или материал диска, являющийся электромагнитным экраном, на выходе катушки считывания КС будет меняться амплитуда импульса, которая определяет задаваемую цифру.

Цифровые трансформаторные датчики имеют малые моменты трения и инерции, а также проще в изготовлении по сравнению с другими типами цифровых датчиков. Однако в этих датчиках значительно труднее, чем в фотоэлектрических, обеспечить большое число разрядов при относительно небольших габаритах, поэтому они

При повороте колец друг относительно друга пластины несколько изгибаются. При растяжении или сжатии одной из пластин с помощью пружины 3 все пластины будут находиться под действием одинакового растягивающего или сжимающего усилия P_x. Соответствующим подбором величины этого усилия можно

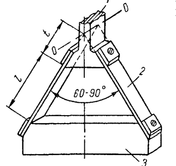


Рис III.2. Упругий шарнир

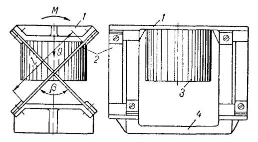


Рис. III 3. Упругий перекрестный шарнир

регулировать восстанавливающий момент такого подшипника и привести его к нулю.

Принципиальная схема торсионного подвеса гирокомпаса показана на рис. III.6, *а*. Гирокамера *5* подвешена в наружном кольце *4* на стальной ленте *2*, воспринимающей осевую нагрузку Q по вертикальной оси. Радиальные нагрузки воспринимаются преци-

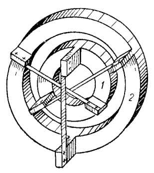


Рис. III 4 Упругая опора на трех пластинах

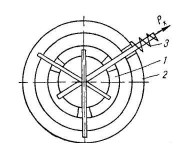


Рис. III.5. Схема опоры на трех пластинах

зионными радиальными подшипниками *6*, которые полностью разгружены от осевых нагрузок, что в значительной степени уменьшает момент сил трения в них. Стальная лента одним концом крепится на специальном кронштейне *1*, а вторым концом на фигурной раме *3*, связанной с корпусом гироскопа. В некоторых случаях (рис. III.6, *б*) гироскоп закрепляется на двух растянутых стальных

3. Индуктивное сопротивление рассеяния статора

$$x_1 = 4\pi f \mu_0 \frac{lw^2}{p}\left(\frac{\lambda_{n.c}}{q} + \lambda_{л.c} + \lambda_{д.c}\right), \qquad (IX.\ 4)$$

где (см. рис. IX.3)

$$\lambda_{n.c} = \frac{h_{12c}}{3d_{1c}} \cdot \frac{7+9\beta}{16} + \left(0{,}66 - \frac{b_{ш.c}}{2d_{1c}} + \frac{h_{ш.c}}{b_{ш.c}}\right)\frac{1+3\beta}{4};$$

$$\lambda_{л.c} = 0{,}45\beta\,(3\beta - 1)\,k_{p1}^2\,\frac{D - h_{n.c}}{pl};$$

$$\lambda_{д.c} = \frac{Dp}{\delta' z_c^2}\,k_w^2\,\frac{\pi}{2}.$$

4. Активное сопротивление ротора

$$r_2 = \frac{4mw^2k_w^2}{z_p k_{ск}^2}\left(r_{ст} + \frac{r_{кл}}{2\sin^2\frac{\pi p}{z_p}}\right), \qquad (IX.\ 5)$$

где

$$r_{ст} = \rho_2\,\frac{l}{q_{ст}}; \quad r_{кл} = \rho_2\,\frac{\pi D_{кл}}{z_p q_{кл}};$$

$k_{ск}$ — коэффициент скоса паза.

5. Индуктивное сопротивление рассеяния ротора

$$x_2 = 4\pi f \mu_0 \frac{lk_w^2 w^2 z_c}{pk_{ск}^2 z_p}\left[1 + \left(\frac{D\alpha_{ск}}{2l}\right)^2\right]\lambda_p, \qquad (IX.\ 6)$$

где

$$\lambda_p = \lambda_{n.p} + \lambda_{л.p} + (\lambda_{\delta p} + \lambda_{д.p})\,(1 + \alpha_{ск}^2);$$

$$\lambda_{n.p} = 0{,}785 - \frac{b_{ш.p}}{2d_{1p}} + \frac{h_{ш.p}}{b_{ш.p}} \quad \text{для круглого паза;}$$

$$\lambda_{r.p} = 0{,}785 - \frac{b_{ш.p}}{2d_{1p}} + \frac{h_{12p}}{d_{1p}} + \frac{h_{ш.p}}{b_{ш.p}} + \frac{h_{1p}}{b_{1p}} \quad \text{для овального паза;}$$

$$\lambda_{\delta p} = \left[1 + \frac{\pi p}{5z_p} - \frac{0{,}1}{1 - \left(\frac{p}{z_p}\right)^2}\right]\frac{t_p}{15\delta k_\delta}; \quad \lambda_{д.p} = \frac{z_p \tau}{24 p_\delta k_\delta}\sum_{\nu > 1}\frac{k_{ск\nu}^2}{\nu^2}.$$

Расчет номинального режима работы двигателя. Принимаем следующий порядок расчета.

1. Определяем параметры эквивалентной схемы, отнесенные к одному витку $w = 1$ (рис. IX.4).

2. Задаемся плотностью тока в обмотке статора.

3. Находим номинальное значение скольжения из уравнения

$$M_c = \frac{mp}{2\pi f}\,(j_0 S_{n.c} k_{з.n} pq)^2\,\frac{\frac{r^2}{w^2}\,s_N}{\left(\frac{r^2}{X_m}\right)^2 + \left(1 + \frac{x_2}{X_m}\right)^2 s_N^2}. \qquad (IX.\ 7)$$

4. Определяем число витков в фазе статора

$$w^2 = \frac{U_\phi}{\frac{z_{\phi N}}{w^2}} \cdot \frac{1}{J_0 S_{п.\,с} k_{з.\,п} p q} \qquad (IX.\ 8)$$

и округляем до числа, при котором выполнима обмотка.

5. Уточняем параметры эквивалентной схемы и проводим расчет механической характеристики для различных значений s по формуле

$$M = \frac{mp}{2\pi f} I_1^2 \frac{r_2 s}{\left(\frac{r_2}{X_m}\right)^2 + \left(1 + \frac{x_2}{X_m}\right)^2 s^2}.$$

6. Проверяем потери в статоре двигателя; если они не соответствуют допустимым потерям по условиям нагрева обмотки для данного типа провода, то задаемся другим значением плотности тока и повторяем расчет заново.

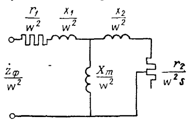


Рис. IX.4. Эквивалентная схема асинхронного двигателя, приведенная к одному витку

Определение времени пуска и плотности тока при пуске двигателя. Время пуска двигателя находится из уравнения движения ротора двигателя, если известна зависимость момента сопротивления от угловой скорости.

Принимая, что момент сопротивления пропорционален квадрату угловой скорости вращения ротора, получим

$$J_p \frac{d\Omega}{dt} + a_1 \Omega^2 = M_{\max} \frac{2\left(1 + \frac{r_1}{r_2} s_m\right)}{2 \frac{r_1}{r_2} s_m + \frac{s_m}{s} + \frac{s}{s_m}}, \qquad (IX.\ 10)$$

где $M_{\max}$ максимальный момент.

Заменяя $\Omega = \Omega_c\ (1 - s)$ и выполняя интегрирование, находим

$$\tau = \tau_0 \int_{s_N}^{1} \frac{ds}{\frac{2\left(1 + \frac{r_1}{r_2} s_m\right)}{2 \frac{r_1}{r_2} s_m + \frac{s_m}{s} + \frac{s}{s_m}} - k_1 (1 - s)^2}, \qquad (IX.\ 11)$$

где

$$\tau_0 = \frac{J_p \Omega_c}{M_{\max}};$$

$$k_1 = \frac{a_1 \Omega_c^2}{M_{\max}} \approx \frac{M_c}{M_{\max}}.$$

Плотность тока при пуске находится по формуле

$$j_{on} = \frac{I_{1n}}{s_{n\ c} pqk_{з.\,n}} = \frac{I_{1n}}{q_0 a},$$

где $I_{1n} = \frac{U_ф}{z_{ф1}}$; $z_{ф1}$ — сопротивление фазы при $s = 1$.

Пусковая плотность тока считается допустимой, если ее значение превосходит номинальную плотность тока не более чем в 3—4 раза; при этом чем меньше время пуска двигателя, тем больше значение пусковой плотности тока.

4. Гироскопический гистерезисный двигатель

Гистерезисный двигатель является наиболее распространенным типом двигателя для синхронных гироскопов вследствие его хороших пусковых характеристик и легкости входа в синхронизм.

Синхронные двигатели с постоянными магнитами и реактивные двигатели для пуска имеют беличье колесо и в пусковом режиме работают как асинхронные двигатели. После достижения скорости холостого хода они втягиваются в синхронизм за счет воздействия на ротор синхронного момента. Однако ввиду большого момента инерции маховика гироскопа процесс втягивания в синхронизм чрезвычайно затруднен.

В гистерезисном двигателе момент, приложенный к ротору гироскопа, не зависит от скорости вращения и остается постоянным вплоть до синхронной скорости. Его величина определяется намагничивающей силой статора F_m, магнитным потоком Φ и гистерезисным углом ε между Φ и F_m:

$$M = kF_m \Phi \sin \varepsilon. \qquad \text{(IX. 12)}$$

После входа в синхронизм двигатель превращается в недовозбужденный синхронный двигатель с постоянными магнитами. Если гистерезисный двигатель после достижения синхронной скорости перевозбудить путем увеличения на короткое время н. с. статора, то его характеристики улучшаются.

Вопросам теории и расчета гистерезисных двигателей посвящено значительное число работ [27; 76], в которых показано, что для машин вывернутой конструкции, используемых в гироскопах, более целесообразно применение гистерезисных двигателей с немагнитной втулкой. Эта точка зрения подтверждается практикой.

В настоящем параграфе приведена упрощенная теория и методика расчета гистерезисных двигателей, основанная на замене реальной петли гистерезиса эквивалентным эллипсом и введении понятия комплексной магнитной проницаемости.

Теоретические основы работы двигателя и выражение для момента. Работа гистерезисного электродвигателя основана на явлении гистерезиса, которое состоит в отставании изменения магнитной

индукции от соответствующего изменения напряженности магнитного поля в гистерезисном материале ротора. При теоретическом исследовании двигателя удобно петлю гистерезиса материала ротора заменить эквивалентным эллипсом, уравнения которого в параметрической форме имеют вид

$$B = B_m \cos \omega t;$$
$$H = H_m \cos(\omega t + \varepsilon).$$

В этом случае магнитные свойства гистерезисного материала можно для данных B_m и H_m однозначно характеризовать комплексной магнитной проницаемостью

$$\dot{\mu} = \dot{\mu}_e \mu_0 = \frac{\dot{B}_m}{\dot{H}_m} = \mu_m \mu_0 l^{-j\varepsilon}.$$

Удельные потери в гистерезисном материале ротора за один цикл перемагничивания находятся по формуле

$$w_h = \oint H dB = \pi B_m H_m \sin \varepsilon = \pi \mu_0 \mu_m H_m^2 \sin \varepsilon. \quad \text{(IX. 13)}$$

Электромагнитный момент, развиваемый двигателем, определяется как отношение суммарных потерь в роторе двигателя к синхронной скорости поля:

$$M_э = \frac{P_h}{\Omega_c} = \frac{w_h V f}{2\pi f \frac{1}{p}} = \frac{1}{2\pi} w_h V p,$$

где V — объем гистерезисного слоя ротора.

Из приведенного выражения следует, что при проектировании гистерезисного двигателя необходимо, чтобы произведение $w_h V$ было максимальным при заданной намагничивающей силе статора. Опыт проектирования двигателей и приводимые ниже соотношения показывают, что это условие выполняется, если гистерезисный слой ротора сделан в виде сравнительно тонкого кольца толщиною $\Delta \ll \tau$.

Для получения более точных соотношений составим эквивалентную схему гистерезисного двигателя.

Проводимость, соответствующая приведенному воздушному зазору и гистерезисному слою ротора,

$$\frac{1}{\dot{z}_э} = \frac{\dot{I}_1}{-\dot{E}_1}.$$

Но

$$\dot{I}_1 = \frac{\pi p F_m}{\sqrt{2}\, m w_э}, \quad E_1 = -j \frac{2\pi f}{\sqrt{2}} \Phi w_э,$$

где $w_э = w k_w$.

Поэтому

$$\frac{1}{\dot{z}_э} = \frac{p F_m}{j 2 m f \Phi w_э^2}. \quad \text{(IX. 14)}$$

2. Определяют расход жидкости g через опору

$$g = \frac{\pi h_{cp}^3}{6\mu'} \cdot \frac{p - p_a}{\ln \operatorname{tg} \frac{\theta_3}{2}},$$

где p_a — давление окружающей среды;

p — давление жидкости, подаваемой в зазор между цапфой и подшипником;

$\mu' = \rho\nu$ — динамический коэффициент вязкости жидкости; ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости; ρ — плотность жидкости;

θ_3 — начальный угол опоры; $\operatorname{tg} \theta_3 = \frac{r_0}{R_в}$; r_0 — радиус входного отверстия; $R_в$ — радиус подшипника).

3. Рассчитывают подъемную силу опоры:
при $h_{cp} < 100$ *мкм*

$$Q = \pi R_в^2 p' + \frac{6\mu' g R_в^2}{h_{cp}^3} (\cos\theta_3 - \cos\theta_4) - \frac{0{,}3\rho g}{\pi h_{cp}} \ln \frac{\sin\theta_3}{\sin\theta_4};$$

при $h_{cp} > 100$ *мкм*

$$Q_1 = \pi R_в^2 p' + \frac{6\mu' g R_в^2}{h_{cp}^3} (\cos\theta_3 - \cos\theta_4),$$

где θ_4 — выходной угол опоры;

$$p' = p - p_a.$$

Рассчитанные значения Q и Q_1 сравнивают с нагрузкой, действующей на опору.

4. Зная расход смазки через опору, а также давление в месте входа смазки в зазор, подбирают насос. При этом следует учитывать, что для уменьшения потерь давления смазки входное отверстие $2r_0$ (рис. III.11, *а*) желательно делать большим, например диаметром 10—12 *мм*.

5. Рассчитывают величину критического зазора $h_{cp.\,кр}$ по уравнению

$$h_{cp.\,кр} = \left\{ \frac{[6\mu' R_в (\cos\theta_3 - \cos\theta_4)]^2}{4Q \frac{0{,}3\rho}{\pi} \ln \frac{\sin\theta_3}{\sin\theta_4}} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

и сравнивают его со средним зазором h_{cp}, которым задавались. При этом необходимо, чтобы $h_{cp\ кр} > h_{cp}$. Если это условие не выполняется, то изменяют параметры опоры.

6. Зная h_{cp}, выбирают необходимый класс чистоты обработки поверхности цапфы и подшипника. При этом необходимо, чтобы $H_1 + H_2 < h_{cp}$ (H_1 и H_2 — высота микронеровностей у цапфы и подшипника).

2. Определяют расход жидкости g через опору

$$g = \frac{\pi h_{cp}^3}{6\mu'} \cdot \frac{p - p_a}{\ln \operatorname{tg} \frac{\theta_3}{2}},$$

где p_a — давление окружающей среды;

p — давление жидкости, подаваемой в зазор между цапфой и подшипником;

$\mu' = \rho\nu$ — динамический коэффициент вязкости жидкости; ν — кинематический коэффициент вязкости жидкости; ρ — плотность жидкости;

θ_3 — начальный угол опоры; $\operatorname{tg}\theta_3 = \frac{r_0}{R_в}$; r_0 — радиус входного отверстия; $R_в$ — радиус подшипника).

3. Рассчитывают подъемную силу опоры:

при $h_{cp} < 100$ *мкм*

$$Q = \pi R_в^2 p' + \frac{6\mu' g R_в^2}{h_{cp}^3}(\cos\theta_3 - \cos\theta_4) - \frac{0{,}3\rho g}{\pi h_{cp}} \ln \frac{\sin\theta_3}{\sin\theta_4};$$

при $h_{cp} > 100$ *мкм*

$$Q_1 = \pi R_в^2 p' + \frac{6\mu' g R_в^2}{h_{cp}^3}(\cos\theta_3 - \cos\theta_4),$$

где θ_4 — выходной угол опоры;

$$p' = p - p_a.$$

Рассчитанные значения Q и Q_1 сравнивают с нагрузкой, действующей на опору.

4. Зная расход смазки через опору, а также давление в месте входа смазки в зазор, подбирают насос. При этом следует учитывать, что для уменьшения потерь давления смазки входное отверстие $2r_0$ (рис. III.11, *а*) желательно делать большим, например диаметром 10—12 *мм*.

5. Рассчитывают величину критического зазора $h_{cp.\,кр}$ по уравнению

$$h_{cp.\,кр} = \left\{ \frac{[6\mu' R_в (\cos\theta_3 - \cos\theta_4)]^2}{4Q \frac{0{,}3\rho}{\pi} \ln \frac{\sin\theta_3}{\sin\theta_4}} \right\}^{\frac{1}{4}}$$

и сравнивают его со средним зазором h_{cp}, которым задавались. При этом необходимо, чтобы $h_{cp\ кр} > h_{cp}$. Если это условие не выполняется, то изменяют параметры опоры.

6. Зная h_{cp}, выбирают необходимый класс чистоты обработки поверхности цапфы и подшипника. При этом необходимо, чтобы $H_1 + H_2 < h_{cp}$ (H_1 и H_2 — высота микронеровностей у цапфы и подшипника).

Зависимость номинального момента от геометрии машины и **электромагнитных нагрузок.** Номинальный момент двигателя обычно принимается равным половине максимального момента.

$$M_N = \frac{1}{2} M_{\max} = \frac{1}{4\pi} p w_h \pi D l \Delta_{onm} = \frac{\pi}{16} \mu_0 \times$$
$$\times \frac{H_m^2 \sin \varepsilon}{p\delta'} k_l D^4. \qquad (IX.\ 17)$$

Из формулы (IX.15) при $\Delta = \Delta_{onm}$ находим

$$F_m = \frac{\dot{H}_m D}{2p} (1 + e^{-j\varepsilon}.)$$

Это означает, что при оптимальной толщине гистерезисного слоя ротора амплитуды н. с. воздушного зазора и гистерезисного слоя одинаковы. Найдем амплитуду н. с.

$$F_m = \frac{H_m D}{p} \cos \frac{\varepsilon}{2}. \qquad (IX.\ 18)$$

С другой стороны, амплитуда н. с. многофазной обмотки определяется выражением

$$F_m = \frac{\sqrt{2}\, m I w k_w}{\pi p} = \frac{k_w k_{з.n} S_n}{\sqrt{2}\, \pi p}$$

Отсюда получаем соотношение между площадью пазов, диаметром расточки, плотностью тока и максимальной напряженностью магнитного поля в гистерезисном материале ротора

$$\frac{k_w k_{з.n} j_0 S_n}{\sqrt{2}\, \pi} = H_m D \cos \frac{\varepsilon}{2}.$$

Подставив выражение для $H_m D$ из уравнения (IX.18) в формулу (IX.17), найдем зависимость номинального момента двигателя от его геометрии

$$M_N = \frac{\mu_0 \operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2} k_w^2 k_{з.n}^2 k_l D^2 S_n^2 j_0^2}{16 \pi p \delta'}. \qquad (IX.\ 19)$$

При предварительных расчетах можно принять $K_w^2 \approx 0{,}8$; $K_{з.n} = 0{,}1$; $\delta' \approx 0{,}02$ *см*; $\operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2} \approx 0{,}5$; $S_n \approx 0{,}4\, D^2$.

Тогда

$$D \approx \sqrt[6]{\frac{1{,}25 \cdot 10^{10} M_N p}{k_l j_0^2}}. \qquad (IX.\ 20)$$

Пример. Определить D и H_m при $M_N = 50 \cdot 10^{-4}$ *н · м*; $p = 2$; $k_l = 0{,}3$; $j_0 = 300$ *а/см²*.

Решение:

$$D \approx \sqrt{\frac{1{,}25 \cdot 10^{10} \cdot 50 \cdot 10^{-4} \cdot 2}{0{,}3 \cdot 9 \cdot 10^{4}}} = 2{,}56 \text{ см};$$

$$H_m = \frac{0{,}4 k_w k_{з.\,n} j_0 D}{\sqrt{2}\, \pi \cos \frac{\varepsilon}{2}} = \frac{0{,}4 \cdot 0{,}9 \cdot 0{,}32 \cdot 300 \cdot 2{,}56}{\sqrt{2}\, \pi\, 0{,}8} = 25 \text{ а/см}.$$

Проектирование гистерезисного двигателя. Полученные в предыдущих разделах формулы позволяют установить следующий порядок при расчете гистерезисного гироскопического двигателя.

1. По величине кинетического момента и угловой скорости вращения определяем габаритные размеры маховика ротора и момент сопротивления при синхронной скорости.

2. По формуле (IX.19) или (IX.20) находим диаметр расточки статора D, а из уравнения (IX.18) максимальное значение напряженности поля H_m.

3. По значению H_m находим гистерезисный материал ротора, соответствующий при данном H_m наибольшим потерям на гистерезис, и определяем по эквивалентной петле гистерезиса максимальную магнитную проницаемость.

4. По формуле (IX.17) проверяем значение номинального момента. Если полученное значение оказывается меньше момента сопротивления, несколько увеличиваем диаметр расточки.

5. Устанавливаем окончательно геометрию двигателя и его электромагнитные нагрузки:

оптимальную толщину гистерезисного слоя $\Delta_{опт}$;

число пазов и эскиз вырубки статора;

значение приведенного воздушного зазора $\delta' = \delta k_\delta k_\mu$;

параметры эквивалентного эллипса для гистерезисного слоя H_m, B_m и ε.

6. Определяем параметры эквивалентной схемы, отнесенные к одному витку (рис. IX.6), и число витков в фазе

$$w_ф^2 = \frac{U_ф}{\frac{z_ф}{w_ф^2}} \cdot \frac{1}{j_0 S_{п.\,с} k_{з.\,n} p q}.$$

Полученное число витков округляем до числа витков, при которых выполняется обмотка.

7. Проводим окончательный расчет параметров и уточняем потери в статоре двигателя. Если они не соответствуют допустимым потерям по условиям нагрева обмотки для данного типа провода, то увеличиваем диаметр расточки и проводим расчет еще раз.

Определение времени пуска. При шихтованном гистерезисном слое ротора момент, развиваемый двигателем, можно считать постоянным.

Расчет времени пуска существенно **упрощается. Уравнение движения** ротора двигателя имеет вид

$$J_p \frac{d\Omega}{dt} = M_{\max} - k_1\Omega^2.$$

Отсюда

$$\tau_n = \frac{J_p}{2\sqrt{M_{\max}k_1}} \ln \frac{\sqrt{\frac{M_{\max}}{k_1}} + \Omega_c}{\sqrt{\frac{M_{\max}}{k_1}}\,\Omega_c}$$

или при замене

$$k_1 = \frac{M_N}{\Omega_c^2}$$

$$\tau_n = \tau_0 \frac{1}{2\sqrt{\frac{M_N}{M_{\max}}}} \ln \frac{1+\sqrt{\frac{M_N}{M_{\max}}}}{1-\sqrt{\frac{M_N}{M_{\max}}}},$$

где

$$\tau_0 = \frac{J_p\Omega_c}{M_{\max}}.$$

5. Гироскопический двигатель типа «шар»

Принципиальная схема шарового гироскопа приведена на рис. IX.7. Ферромагнитный шар, поддерживаемый аэродинамической опорой, приводится во вращение внешним магнитным полем, образуемым трехфазной обмоткой статора. С электромагнитной точки зрения гироскопический двигатель типа шар представляет собой асинхронный двигатель со сферическим сплошным ферромагнитным ротором, который в отличие от обычных двигателей имеет три степени свободы. При совпадении осей вращения ротора и магнитного поля статора к шару приложен вращающий электромагнитный момент, величина которого равна в установившемся режиме моменту сил сопротивления в аэродинамических опорах. Поскольку ширина пакета статора обычно невелика, то расчет вращающегося момента, создаваемого статором, можно провести по методике, разработанной для асинхронных двигателей со сплошным ферромагнитным цилиндрическим ротором [65, 79]. По причинам, рассмотренным ниже, гироскопические шаровые двигатели работают при больших скольжениях ($s_N = 0{,}2 \div 0{,}5$), при которых частота тока в роторе такова, что имеет место четкое проявление поверхностного эффекта. В этом случае для расчета потерь в роторе и электромагнитного момента могут быть применены приближенные методы, разработанные Л. Р. Нейманом.

Эквивалентная схема замещения асинхронного двигателя с ферромагнитным ротором представлена на рис. IX.8. Сопротивление контура, соответствующее сплошному ферромагнитному ротору, находится по формуле [65]

$$\dot{z}_2' = \frac{r_{20}' + jx_{20}'}{\sqrt{s}} = \frac{(1{,}25 + 0{,}75j)\, m\, (wk_w)^2}{\sqrt{s}\; k_\Delta p} \sqrt{\mu f \rho_{Fe}}\,,$$

где μ — магнитная проницаемость материала ротора по основной кривой намагничивания;

ρ_{Fe} — удельное сопротивление материала ферромагнитного ротора;

$$k_\Delta = \frac{1}{4}\left\{\ln\left(1+\frac{\tau}{l}\right) - \cos\pi\frac{l}{\tau}\left[\mathrm{Ci}\,\pi\left(1+\frac{l}{\tau}\right) - \mathrm{Ci}\,\pi\frac{l}{\tau}\right] - \sin\pi\frac{l}{\tau}\times\right.$$
$$\left.\times\left[\mathrm{Si}\,\pi\left(1+\frac{l}{\tau}\right) - \mathrm{Si}\,\pi\frac{l}{\tau}\right]\right\}.$$

Зная параметры эквивалентной схемы, легко рассчитать токи в двигателе, потери в роторе и величину электромагнитного момента по формулам, приведенным в п. 3 гл. IX.

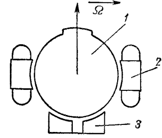


Рис. IX.7. Принципиальная схема шарового гироскопа:

1 — ротор; 2 — статор; 3 — опорная чаша

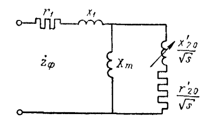


Рис. IX.8. Эквивалентная схема асинхронного двигателя с ферромагнитным ротором

При отклонении оси вращения ротора от оси вращения статора на некоторый малый угол (например, путем поворота статора) на ротор действуют дополнительные моменты, которые вызывают прецессионное движение шара. На основе анализа опытных данных акад. А. Ю. Ишлинский показал, что проекции момента, действующего на шар (рис. IX.9), на оси OX' и OY', перпендикулярные оси вращения шара, выражаются формулами

$$\left.\begin{aligned} M_{x'} &= -H(\lambda x + \xi y);\\ M_{y'} &= -H(\lambda y - \xi x), \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.21)}$$

где H — кинетический момент шара;

λ и ξ — постоянные;

x, y — проекции единичного вектора $\overline{\Omega}/\Omega$, определяющего ось вращения ротора, на плоскость OXY, совпадающую со статором.

Очевидно, что при проектировании двигателя шарового гироскопа необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициенты λ и ξ были минимальны; в этом случае гироскоп будет более свободным.

Для оценки величин корректирующих моментов $M_{x'}$ и $M_{y'}$, создаваемых магнитным полем статора, найдем величину момента, приложенного к единице площади поверхности шара. Используя основные формулы электродинамики, получим

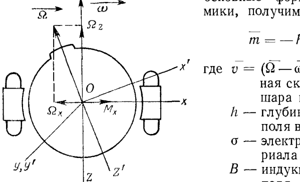


Рис. IX.9. К расчету корректирующего момента шарового гироскопического двигателя

$$\bar{m} = -h\sigma B^2 (R \times \bar{v}),$$

где $\bar{v} = (\bar{\Omega} - \bar{\omega}) \times \bar{R}$ — относительная скорость поверхности шара и поля статора;

h — глубина проникновения поля в тело ротора;

σ — электропроводность материала ротора;

B — индукция магнитного поля.

Раскрывая двойное векторное произведение и усредняя значение индукции во времени как синусоидальную функцию, получим среднее значение плотности момента сил

$$\bar{m}_{cp} = \frac{\sigma h B_m^2}{2} \{R^2 (\bar{\omega} - \bar{\Omega}) - [\bar{R} (\bar{\omega} - \bar{\Omega})] \bar{R}\}. \qquad \text{(IX.22)}$$

Проектируя это выражение на координатные оси OX', OY', OZ при малом угле между $\bar{\omega}$ и $\bar{\Omega}$ и интегрируя полученные составляющие по поверхности ротора, находящейся в поле статора, с учетом явления «затягивания» поля от вращения ротора, получим

$$\left. \begin{aligned} M_{x'} &= \frac{M_z}{2} \cdot \frac{1+s}{s} [x + k_3 (1-s) y]; \\ M_{y'} &= \frac{M_z}{2} \cdot \frac{1+s}{s} [y - k_3 (1-s) y], \end{aligned} \right\} \qquad \text{(IX.23)}$$

где s — скольжение;

k_3 — коэффициент, учитывающий поворот поля при вращении ротора вследствие эффекта вытеснения тока.

Проекция момента M_z при малых углах отклонения $\bar{\Omega}$ от $\bar{\omega}$ равна электромагнитному моменту $M_э$ с обратным знаком; поэтому, сравнивая выражения (IX.21) и (IX.23), находим

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{M_э}{2H} \cdot \frac{1+s}{s}; \\ \xi &= \lambda k_3 (1-s). \end{aligned} \right\} \qquad \text{(IX.24)}$$

Отсюда и вытекает важный вывод, что при проектировании гироскопического двигателя типа шар целесообразно увеличивать скольжение. Это достигается выбором малых значений индукции магнитного поля в воздушном зазоре двигателя.

Полученные выводы справедливы, если воздушный зазор между статором и ротором остается постоянным. При выполнении двигателя с неравномерным зазором распределение магнитного поля в зазоре существенно искажается и коэффициенты λ и ξ изменяют свои значения.

6. Моментные двигатели переменного тока

Общие сведения. В качестве моментных двигателей переменного тока используются двухфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором. На статоре двигателя располагаются две смещенные в пространстве на 90 электрических градусов обмотки — возбуждения и управления (рис. IX.10). Ротор двигателя с целью получения наибольшей электрической симметрии выполняется либо в виде полого немагнитного стакана, либо омедненного ферромагнитного цилиндра. Конструктивно двухфазный моментный двигатель выполняется без подшипниковых узлов в виде двух раздельных частей: ротора, закрепленного на оси прецессии гироскопа, и статора на неподвижной опоре. Обмотка возбуждения B постоянно находится под номинальным напряжением $U_{вN}$, а на обмотку управления подается управляющее напряжение, которое сдвинуто по фазе на некоторый угол ψ по отношению к напряжению возбуждения. В результате этого в двигателе образуется эллиптическое вращающееся магнитное поле, которое при взаимодействии с короткозамкнутым ротором создает вращающий момент. Величина момента двигателя при ненасыщенной магнитной системе определяется по формуле

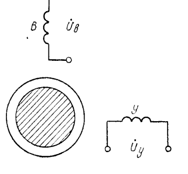


Рис. IX.10. Принципиальная схема двухфазного моментного двигателя

$$M = k_0' U_{вN} U_у \sin\psi,$$

где k_0' — коэффициент пропорциональности.

Обозначим через M_N момент при круговом поле ($U_у = U_{у\,N}$; $\psi = \frac{\pi}{2}$); тогда

$$M = M_N \alpha \sin\psi,$$

где $\alpha = \frac{U_у}{U_{уN}}$ — коэффициент управления.

Номинальный момент двигателя M_N при круговом вращающемся магнитном поле находится из выражения

$$M_N = \frac{mp}{2\pi f} I_1^2 \operatorname{Re} \dot{z}_э, \tag{IX.25}$$

где $\dot{z}_э$ — эквивалентное сопротивление контуров намагничивания и ротора.

Как элемент гироскопического прибора моментный двигатель характеризуется следующими величинами:

номинальное (максимальное) значение момента;

потребляемые мощность и ток при номинальных значениях напряжений возбуждения и управления;

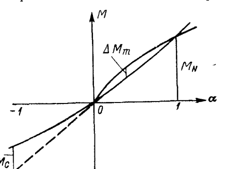


Рис. IX.11. Эквивалентная схема двухфазного моментного двигателя с ферромагнитным ротором

степень линейности зависимости момента от управляющего напряжения (рис. IX.11)

$$\mu_л = \frac{\Delta M_m}{M_N};$$

степень симметрии зависимости момента от изменения фазы управляющего напряжения (рис. IX.11)

$$\mu_c = \frac{\Delta M_c}{M_N};$$

остаточный момент при отсутствии управляющего напряжения;

относительное изменение момента при колебаниях напряжения, частоты и температуры окружающей среды.

При проектировании моментных двигателей необходимо удовлетворить некоторые требования, которые в ряде случаев оказываются противоречивыми:

получение максимального момента при заданной потребляемой мощности в номинальном режиме;

обеспечение заданных степеней нелинейности и несимметричности и определенных значений изменения момента от колебаний температуры, напряжения и частоты;

минимальная величина остаточного момента.

Первое требование сводится к выбору геометрии, числа пар полюсов и электрических параметров машины таким образом, чтобы величина момента на ватт потребляемой мощности была наибольшей.

Вторые два требования в значительной мере связаны с технологическими погрешностями при изготовлении датчиков моментов; их удовлетворение достигается выбором числа пар полюсов, электрическим симметрированием ротора и т. д.

Выбор оптимальных соотношений в датчике моментов. Величина момента на ватт потребляемой мощности определяется по формуле

$$\frac{M}{P}=\frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{1}{1+\frac{P_1}{P_2}}=\frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{1}{1+\frac{r_1}{\operatorname{Re}\dot{z}_э}}.$$

Для ДМ с полым немагнитным ротором и ферромагнитным шихтованным ротором, имеющим по поверхности немагнитную втулку,

$$\operatorname{Re}\dot{z}_э=\frac{r_2X_m^2}{r_2^2+X_m^2}.$$

Тогда

$$\frac{M}{P}=\frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_2}+\frac{r_1}{r_2^2}+\frac{r_1}{X_m^2}}.$$

Полученное выражение в первом приближении можно использовать и для двигателей с ферромагнитным омедненным ротором.

Назовем идеализированным моментным двигателем ДМ, у которого $r_1=0$; для него $\left(\frac{M}{P}\right)_{ид}=\frac{p}{2\pi f}$ имеет максимально возможное значение. Отношение $\eta=\frac{\frac{M}{P}}{\left(\frac{M}{P}\right)_{ид}}$ называется коэффициентом использования ДМ по моменту. Его величина равна

$$\eta=\frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_2}+\frac{r_1}{r_2^2}+\frac{r_1}{X_m^2}}. \qquad \textbf{(IX.26)}$$

Из выражений для параметров двухфазной электрической машины с полым немагнитным ротором имеем

$$\left.\begin{aligned}\frac{1}{r_2}&=k_1\Delta;\\ \frac{1}{X_m}&=k_2(\Delta+\delta_1),\end{aligned}\right\} \qquad (IX.27)$$

где

$$k_1=\frac{D}{2{,}55k_л\rho_2 l\,(wk_w)^2};$$

$$k_2=\frac{k_\delta p^2}{4f\mu_0 lD\,(wk_w)^2};$$

δ_1 — «чистый» воздушный зазор ДМ;
Δ — толщина немагнитного стакана.

влияние ферромагнитные массы, а также магнитные поля, возникающие в результате работы радио- и электрооборудования.

Астрокомпас часто оказывается неудобным устанавливать на гироскопическом устройстве. В этих случаях для коррекции гироскопических устройств могут быть применены дистанционные передачи. Одна из возможных схем такого рода приведена на рис. V. 4, *а*. Схема состоит из измерительного элемента *ИЭ*, датчика дистанционной передачи *ДДП*, приемника дистанционной передачи *ПДП*, промежуточных элементов *ПЭ*, датчика моментов *ДМ* и гироскопа *Г*. По сравнению со схемой, показанной на рис. V. 2, *а*, здесь введены два дополнительных элемента —

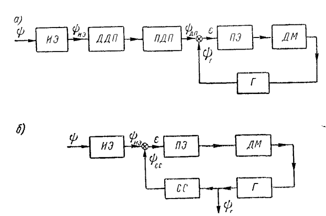


Рис. V.4 Дистанционная коррекция гироскопических устройств: *а* — с использованием дистанционной передачи, *б* — с использованием следящей системы

датчик и приемник дистанционной передачи. Это позволяет устанавливать измерительный элемент в любом удобном месте, но в то же время увеличивает ошибки системы, так как точность работы системы будет зависеть от точности работы дистанционной передачи. В схему, показанную на рис. V. 4, *б*, введена следящая система *СС*, которая так же, как и в предыдущем случае, позволяет осуществлять коррекцию гироскопического прибора дистанционно. Введение следящей системы усложняет схему прибора и снижает его точность, но дает возможность разгрузить ось гироскопа от действия нагрузки, прикладываемой со стороны датчиков дистанционных передач. Более подробно применение дистанционных передач будет рассмотрено в гл. VIII.

Для гироскопических устройств, работающих по принципу силовой стабилизации, коррекция осуществляется аналогично. Поясним это на примере коррекции одноосного гиростабилизатора от маятника (рис. V. 5.) При отклонении внешней рамки системы от заданного направления напряжение, снимаемое с потенциометра

Приравнивая производную dm/dy нулю, приходим к уравнению для определения y_m

$$y_m^2 (y_m^2 + \sqrt{y_m^4 + 1}) \left(1 + \frac{2y_m^2}{\sqrt{y_m^4 + 1}}\right) + a_2 \frac{2y_m^3 (y_m^2 + \sqrt{y_m^4 + 1})}{\sqrt{y_m^4 + 1}} = \frac{1}{2a_1}$$

и, следовательно, оптимального числа пар полюсов

$$p_{опт} = \frac{y_m}{\sqrt{b}}.$$

При предварительных расчетах можно принять $y_m \approx 0,8 \div 0,9$; $\sqrt{b} = \frac{10^4}{D} \sqrt{\frac{\rho_2}{f}}$. Тогда

$$p_{опт} \approx 8,5 \cdot 10^{-5} D \sqrt{\frac{f}{\rho_2}}. \qquad \text{(IX.32)}$$

В частном случае омедненного ротора получим

$$p_{опт} \approx 0,06 D \sqrt{f}.$$

Оптимальное значение момента на ватт примет вид

$$m_{опт} = \frac{1}{2\pi f \sqrt{b}} \cdot \frac{y_m}{1 + \cfrac{1}{\cfrac{1}{1 + \frac{a_2}{y_m}} + \cfrac{2y_m^2}{\sqrt{y_m^4 + 1}}}}.$$

Технологические погрешности ДМ. Рассмотренный в первом разделе идеализированный ДМ с симметричными обмотками по двум взаимно перпендикулярным осям имеет [как следует из формулы (IX.25)] следующие характеристики:

1) при отсутствии управляющего сигнала ($\alpha = 0$) момент ДМ равен нулю;

2) зависимость момента ДМ от величины управляющего напряжения является линейной и симметричной, т. е. при изменении фазы управляющего напряжения на 180° момент ДМ, оставаясь неизменным по величине, меняет свой знак.

Вследствие технологических погрешностей от неточности изготовления ДМ имеют остаточные моменты и зависимость момента от управляющего напряжения оказывается нелинейной и несимметричной.

Наиболее часто технологические погрешности ДМ сводятся к асимметрии магнитопровода и короткозамкнутого ротора к эксцентриситету.

Рассмотрим кратко влияние этого типа погрешностей на характеристики ДМ.

Асимметрия магнитопровода статора. Асимметрия пакетов магнитопровода статора ДМ обычно связана с образованием короткозамкнутых витков как от замыкания пластин, так и от неравномерного распределения микротоков в листах стали магнитопровода, а также с изменением магнитной проводимости пакета статора в зависимости от углового перемещения. Положим, что в магнитопроводе статора ДМ имеется короткозамкнутый виток, составляющий некоторый угол γ с осью обмотки возбуждения и угол $90° - \gamma$ с осью обмотки управления. Наличие такого рода витка, подобно тому как это происходит в двигателе с расщепленной фазой, приводит к появлению вращающего момента как при питании обмотки возбуждения, так и при питании обмотки управления. В том частном случае, когда $\gamma = 0$ или $90°$, этот момент равен нулю.

Напряжение обмотки возбуждения — величина постоянная, поэтому вращающий момент от указанного короткозамкнутого витка также будет постоянным. Напряжение на управляющей обмотке является переменным, что ведет к изменению момента от действия короткозамкнутого витка, при этом величина момента пропорциональна квадрату управляющего напряжения. Знаки момента должны быть противоположными. Совокупное действие этих двух моментов приводит к появлению асимметрии и нелинейности зависимости момента ДМ от управляющего напряжения.

Изменение в магнитной проводимости пакетов магнитопровода при замкнутых обмотках возбуждения и управления также может привести к образованию вращающего момента.

Для уменьшения влияния асимметрии магнитопроводов статора на характеристики ДМ последний целесообразно выполнять с числом пар полюсов $p \geqslant 2$. При большом числе пар полюсов добавочные моменты, обусловленные образованием короткозамкнутых витков, взаимно компенсируются и несимметричность зависимости момента ДМ от управляющего напряжения может быть уменьшена до допустимых пределов. В двухполюсных ДМ необходимо перед намоткой обмотки определять оси магнитной симметрии пакетов магнитопроводов статора и располагать оси этих обмоток по осям магнитной симметрии.

Асимметрия ротора. Асимметрия короткозамкнутого ротора ДМ представляет собой асимметрию магнитопровода и электропроводности его обмотки. Поскольку ДМ работает в режиме короткого замыкания, то наибольшее влияние на остаточные моменты ДМ оказывает асимметрия в электропроводности короткозамкнутого ротора. Это влияние в более отчетливой форме выступает в ДМ с полым немагнитным и ферромагнитным омедненным ротором, так как в этих ДМ индуктивное сопротивление рассеяния ротора практически отсутствует. Для упрощения рассуждений представим себе несимметричный ротор как совокупность симметричного ротора и группы короткозамкнутых витков, характеризующих

отклонение ротора ДМ от симметричного. Н. с. этих короткозамкнутых витков можно представить в виде некоторого ряда Фурье, каждый член которого дает н. с., соответствующую числам пар полюсов от 1 до ∞.

$$f(x) = \sum_{k=1}^{\infty} F_k \cos\left(k \frac{\pi}{p\tau} x + \varphi_k\right),$$

где F_k — амплитуда k-й гармоники;
p — число пар полюсов ДМ;
τ — полюсное деление;
φ_k — начальная фаза.

Если принять индукцию магнитного поля распределенной по синусоидальному закону, то взаимодействовать со статором будет только гармоника н. с., порядок которой k равен p. В результате этого взаимодействия появится остаточный момент, имеющий за один оборот ротора периодичность, кратную числу полюсов ДМ. Наибольшую величину имеет 1-я гармоника н. с., поэтому, если $p = 1$, то ДМ, как правило, имеют большие остаточные моменты. С целью уменьшения влияния асимметрии ротора ДМ на остаточные моменты число пар полюсов следует брать не менее двух, $p \geqslant 2$.

В ДМ с омедненным ферромагнитным ротором с целью снижения остаточных моментов можно осуществить симметрирование ротора механическим удалением части медного слоя.

Если диапазон угла поворота ротора ДМ не велик и составляет 1—2°, то можно выбрать рабочую точку, в которой остаточный момент не превосходит допустимых по условиям работы величин.

Эксцентриситет магнитопроводов статора и ротора ДМ. Эксцентриситет магнитопроводов статора и ротора ДМ может быть обусловлен эксцентричным положением оси ротора ДМ по отношению к центру расточки статора или эксцентричной посадкой магнитопровода ротора на вал ДМ. В обоих случаях воздушный зазор ДМ не остается постоянным, что приводит к появлению высших пространственных гармоник в кривой индукции даже при синусоидальном распределении н. с.

Можно принять, что воздушный зазор ДМ при наличии эксцентриситета изменяется по закону

$$\delta = \delta_0 - e\cos(\varphi - \beta_0),$$

где δ_0 — величина одностороннего воздушного зазора при отсутствии эксцентриситета;
e — эксцентриситет;
β_0 — угол между осью обмотки возбуждения и линией, соединяющей центры расточек статора и ротора;
φ — угол, отсчитываемый от оси обмотки возбуждения.

Принимая, что н. с. обмотки возбуждения распределена синусоидально

$$F = \frac{F_m}{2} \cos p\varphi,$$

где F_m — амплитуда н. с., получим

$$B = \mu_0 \frac{F - F_0}{\delta} = \mu_0 \frac{F_m \cos p\varphi - 2F_0}{2\,[\delta_0 - e \cos (\varphi - \beta_0)]}. \qquad (IX.33)$$

Учитывая, что $\frac{e}{\delta_0} = \varepsilon \ll 1$ и $\mu_0 \frac{F_m}{2\delta_0} = B_0$ — амплитуда магнитной индукции при отсутствии эксцентриситета, выражение (IX.33) перепишем в виде

$$B(\varphi) = B_0 \left(\cos p\varphi - \frac{2F_0}{F_m}\right)[1 + \varepsilon \cos (\varphi - \beta_0)]$$

(членами с ε^2 и выше пренебрегаем) или

$$B(\varphi) = B_0 \left\{\cos p\varphi - \frac{2F_0}{F_m} + \frac{\varepsilon}{2} \cos [(p+1)\varphi - \beta_0] + \right.$$
$$\left. + \frac{\varepsilon}{2} \cos [(p-1)\varphi + \beta_0] - \frac{2F_0}{F_m} \varepsilon \cos (\varphi - \beta_0)\right\}. \qquad (IX.34)$$

Значение постоянной F_0 находим из условия $\int\limits_0^{2\pi} B(\varphi)\, d\varphi = 0.$

Анализ выражения (IX.34) показывает, что в многополюсных моментных двигателях ($p \geqslant 2$) эксцентриситет не приводит к дополнительным значениям потокосцеплений обмоток. Отсюда следует, что эксцентриситет в первом приближении не влияет на характеристики ДМ.

Зависимость момента ДМ от температуры. Для выяснения зависимости момента ДМ от температуры воспользуемся выражением (IX.25), которое запишем в виде

$$M_N = \frac{mp}{2\pi f} \frac{U_в^2}{(\dot z_1 + \dot z_э)^2} \operatorname{Re} \dot z_э = \frac{mp}{2\pi f} U_в^2 \frac{r_2 X_m^2}{(r_1 r_2 - x_1 X_m)^2 + [r_2 x_1 + X_m (r_1 + r_2)]^2}.$$

Дифференцируя эту формулу и полагая, что $\Delta r_1 = r_1 \alpha_1 \Delta t°$, $\Delta r_2 = r_2 \alpha_2 \Delta t°$, где α_1 и α_2 — температурные коэффициенты сопротивления обмоток статора и ротора, получим

$$\frac{\Delta M_N}{M_N} = -\frac{\left[r_2^2\left(1 + \frac{x_1}{X_m}\right)^2 + \frac{r_1^2 r_2^2}{X_m^2} - r_1^2 - x_1^2\right] \times \alpha_1 + 2r_1\left(r_1 + r_2 + \frac{r_1 r_2^2}{X_m^2}\right)\alpha_2}{\left[\left(1 + \frac{x_1}{X_m}\right) r_2 + r_1\right]^2 + \left(x_1 - \frac{r_1 r_2}{X_m}\right)^2} \Delta t°. \qquad (IX.35)$$

В полученном выражении r_1 и r_2 берутся при температуре, от которой отсчитывается приращение $\Delta t°$.

Формула (IX.35) позволяет оценить изменение момента ДМ при изменении температуры. Как видно из формулы, с ростом температуры момент ДМ падает. Для уменьшения влияния изменения температуры на величину момента ДМ последовательно с обмотками включаются компенсирующие цепи, составленные из термосопротивлений, а в качестве материала полого ротора — специальные сплавы с низкими или даже отрицательными температурными коэффициентами сопротивления.

7. Кольцевые датчики угла

Кольцевые датчики угла представляют собой трасформаторные устройства с переменным коэффициентом трансформации, который меняется в зависимости от относительного положения ротора и статора датчика.

Основными величинами, характеризующими работу датчика угла являются:

потребляемые мощности и токи при номинальных значениях напряжения возбуждения и частоты сети;

рабочий диапазон угла поворота;

крутизна выходной характеристики;

степень линейности выходного напряжения в зависимости от угла поворота;

симметрия выходного напряжения в зависимости от изменения знака угла;

остаточная э. д. с. в нулевом положении;

выходное сопротивление датчика;

значение реактивного момента.

По принципу изменения взаимоиндукции между первичной и вторичной обмотками кольцевые датчики делятся на три типа:

1) датчики с сосредоточенными или распределенными обмотками на роторе и статоре;

2) датчики с короткозамкнутой обмоткой на роторе;

3) датчики без обмоток на роторе.

Рассмотрим кратко особенности каждого из этих типов кольцевых датчиков.

Кольцевые датчики угла с обмотками на роторе и статоре. В настоящее время этот тип кольцевого датчика является наиболее распространенным в гироскопических приборах. Магнитопровод датчика состоит из двух колец, рис. IX.12, в пазы которых уложены по две электрически взаимно перпендикулярных сосредоточенных или распределенных обмотки. С целью исключения влияния эксцентриситета на работу датчика угла обмотки выполняются многополюсными. Для уменьшения реактивных моментов в датчиках производится скос пазов внешнего и внутреннего магнитопроводов в противоположные стороны на одно зубцовое деление. У большинства спроектированных датчиков угла коэффициент взаимоиндукции

между обмотками статора и ротора изменяется по синусоидальному закону от электрического угла поворота ротора $\alpha_э = p\alpha$. В этом случае удовлетворительная линейность выходной характеристики (до 1%) достигается в диапазоне изменения угла поворота ротора 10 — 15°.

Принципиально для работы датчика угла достаточно по одной обмотке на статоре и роторе. Применение двух электрически взаимно перпендикулярных обмоток как на статоре, так и на роторе позволяет сделать датчик более универсальным и использовать его для синхронной передачи угла. Технические характеристики некоторых типов датчиков угла приведены в табл. IX.1. При проектировании кольцевого датчика угла с обмотками на статоре и роторе можно воспользоваться следующим приближенным методом.

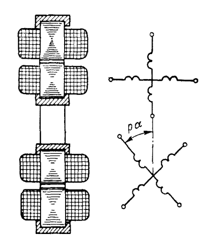


Рис. IX.12. Принципиальная схема кольцевого датчика угла

1. По внутреннему и наружному диаметрам датчика $D_{вн}$ и $D_н$, определяемым габаритами гироприбора, находим диаметр расточки $D \approx \frac{D_{вн} + D_н}{2}$ и воздушный зазор $\delta \approx \frac{D\,(мм)}{200} + 0{,}05$.

2. Составляем эскиз вырубки магнитопровода по принятым числам пазов, высоте спинки $h_j \approx \frac{D}{6p}$ и форме паза.

3. Задавшись плотностью тока $j_0 = 3 \div 6$ $а/мм^2$ в обмотке возбуждения, находим ее число витков w_1 из формулы

$$U_1 = (1 + \xi_1)\, f \mu_0 \frac{Dl}{\delta' p^2}\, w_1 k_{w_1}^2 k_{эп} S_{п1} j_0,$$

где $\xi_1 = \frac{x_1}{X_m}$ — задается в пределах 0,03—0,1 и уточняется при дальнейшем расчете.

4. По общеизвестным формулам находим параметры обмоток z_1, X_m величину э. д. с. $E_1 = \frac{U_1}{\left|1 + \frac{z_1}{jX_m}\right|}$ и уточняем безразмерный параметр ξ_1.

5. По величине крутизны э. д. с. датчика e *в/град* находим число витков фазы вторичной обмотки

$$w_2 = \frac{e w_1 k_{w_1}}{57{,}3 p E_1 k w_2}.$$

ТАБЛИЦА IX.1

Технические данные кольцевых датчиков угла

Тип датчика	Напряжение питания в *в*	Частота в *гц*	Ток возбуждения не более в *ма*	Крутизна характеристики холостого хода в *мв/мин*	Рабочий угол в *град*	Линейность в пределах рабочего угла в %	Нулевой сигнал при холостом ходе (не более) в *мв*	Обратный момент при угле ±5° (не более) $M \cdot 10^{-4}$ *н · м*	Максимальное выходное напряжение при холостом ходе в *в*	Ошибка слежения в *мин*	Крутизна в режиме слежения в *мв/мин*	Посадочный диаметр статора в *мм*	Посадочный диаметр ротора в *мм*	Длина датчика в *мм*	Вес не более в *н*
ЛДУ-49	40±2	1000±50	40	5,60	±60	±3	140	0,05	35,0	—	—	72*C*	42*A*	20,0	1,7
ЛДУ-52	40±2	1000±50	20	5,75	±60	±6	25	0,01	31±5%	—	—	72*C*	42*A*	18,0	1,5
ДУ-50	40±2	4000±200	5	2,94	±7	—	3	$\pm 7 \cdot 10^{-4}$	5,3	—	—	72*C*	38*A*	18,0	1,5
		1000±50	15	2,94				$\pm 7 \cdot 10^{-3}$	5,3						
ДУ-51	40±2	4000±200	200	22±5%	±7	—	10	—	37±5%	—	—	72*C*	38*A*	18,0	1,5
		1000±50	700												
ДУ-40	40±2	500±25	65	2,5	—	—	2	—	—	—	—	66*C*	—	12	
ДУ-41	40±2	500±25	50	2,4±5%	±6	—	5	0,04	7,0	—	—	66*C*	42*A*	13,3	1,0
ДУ-42	40±2	500±25	35	—	—	—	30	—	12,8	—	—	66*C*	42*A*	13,3	1,0
ДУ-43	40±2	500±25	190	7,40	±12	—	30	—	12,8	10	3	66*C*	42*A*	13,3	1,0
ДУ-44	40±2	500±25	400	40	—	—	60	—	70	—	—	66*C*	—	19,0	
ДУ-45	40±2	500±25	140	16,8	±360	—	200	0,13	57±5%	25	5	68*C*	36*A*	20,0	1,5
		1000±50		19,5					66±5%						
ДУ-45—а	40±2	500±25	140	16,8	±360	—	200	—	60±4%	25	5	—	—	84,0	4,0
		1000±50		19,5											
ДУ-46	40±2	1000±50	100	15,70	±14	—	40	0,05	27±5%	5	6	70*C*	42*A*	13,0	1,5
ДУ-46-а	40±2	1000±50	100	15,70	±12	—	40	—	27,0	5	6	—	—	84,0	4,0
ДУ-47	40±2	1000±50	350	44±5%	±14	—	120	0,08	76±5%	—	—	70*C*	42*A*	15,0	1,5
ДУ-49	40±2	1000±50	120	47,00	±12	—	100	0,05	81,0	5	—	72*C*	42*A*	20,0	1,5
БДП	40±2	500	35	20	—	—	—	—	—	—	—	70*C*	—	24,0	—

6. По площади пазов вторичной обмотки $S_{п2}$ находим сечение провода и определяем ее параметры.

Датчики с короткозамкнутой обмоткой на роторе. Недостатком датчиков, имеющих первичную или вторичную обмотки на роторе, является необходимость осуществления токоподвода к ротору. Это увеличивает момент, необходимый для поворота ротора, что приводит к снижению точности датчика и уменьшению надежности его работы. Чтобы исключить этот недостаток ротор выполняют с короткозамкнутой обмоткой, а статор с двумя сдвинутыми на 90° обмотками. Одна из обмоток статора — обмотка возбуждения, а другая — выходная обмотка. Принципиальная схема такого датчика приведена на рис. IX.13.

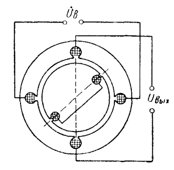


Рис. IX.13 Датчик угла с короткозамкнутым витком на роторе

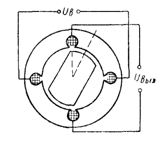


Рис. IX.14 Датчик угла с явнополюсным ротором

Выходная э. д. с. создается поперечной составляющей потока ротора.

Датчик с короткозамкнутой обмоткой на роторе имеет сравнительно простую конструкцию, однако наличие на роторе контура с током приводит к появлению момента обратного воздействия, который превышает соответствующую величину момента для датчиков угла с обмотками на роторе и статоре.

Датчики угла без обмоток на роторе. Принципиальная схема датчика приведена на рис. IX.14. На статоре датчика укладываются две обмотки (обычно распределенные), оси которых смещены на 90 электрических градусов. Одна из обмоток — обмотка возбуждения, другая — выходная. Ротор явнополюсный и имеет такое же число пар полюсов, как и обмотка статора. При совпадении осей полюсов с осями обмоток э. д. с. на выходной обмотке датчика равна нулю. Э. д. с. достигает максимального значения, когда этот угол составляет 45 электрических градусов.

Недостатки датчиков этого типа — наличие реактивного момента и большая степень нелинейности в зависимости выходной э. д. с. от угла поворота ротора.

9—308

измерительного элемента является система коррекции гироскопа в плоскости горизонта (рис. V. 3, *а*). Измерительными элементами являются маятники M_1 и M_2, которые с помощью потенциометров $П_1$ и $П_2$ управляют датчиками моментов $ДМ_1$ и $ДМ_2$, осуществляя тем самым коррекцию прибора относительно осей *УУ* и *XX*. Промежуточные элементы в данном случае отсутствуют. Очевидно, что сигналы, снимаемые с потенциометра, будут пропорциональны ошибкам между положением внутренней рамки гироскопа и маятников. В качестве второго примера рассмотрим систему коррекции гироскопа от головки самонаведения, применяемую в системах

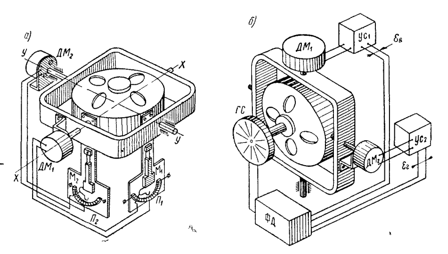


Рис. V 3. Коррекция гироскопа: *а* — в плоскости горизонта, *б* — от головки самонаведения

самонаведения [59] и показанную на рис. V. 3, *б*. Головка самонаведения *ГС*, установленная на гироскопе, вырабатывает сигнал, пропорциональный углу между осью головки и линией визирования цели. При уходе гироскопа или перемещении цели сигнал, снятый с головки, подается на фазовый детектор *ФД*, где раскладывается на вертикальную $\varepsilon_в$ и горизонтальную $\varepsilon_г$ составляющие ошибки. Сигнал ошибки $\varepsilon_в$ усиливается усилителем $Ус_1$ и поступает на датчик моментов $ДМ_1$. Гироскоп прецессирует до тех пор, пока величина $\varepsilon_в$ не обратится в нуль (при идеальной работе всех элементов системы). Аналогично компенсируется ошибка $\varepsilon_г$.

Иногда измерительный элемент не может быть установлен непосредственно на гироскопическом устройстве. Так, например, в гиромагнитных компасах для осуществления азимутальной коррекции магнитная стрелка обычно устанавливается на некотором расстоянии от гироскопа. Это дает возможность установить магнитный компас в местах, где на его работу меньше всего оказывают

Специфическая конфигурация магнитопровода, а также наличие воздушного зазора обусловливают наличие в датчике значительных полей рассеяния. Распределение и расчет этих полей представляет известные трудности. Асимметрия, вводимая полями рассеяния в общую картину поля датчика, вызывает появление несимметрии и нелинейности выходного напряжения датчика при повороте ротора.

Технологические погрешности. Значения допусков на отдельные детали и несовершенство технологии изготовления и сборки датчиков определяют наличие целого ряда погрешностей датчиков угла.

Необходимым условием при установке в гироскопе датчика угла с перемещающимся ротором является требование равномерности воздушного зазора между статором и ротором. Это объясняется тем, что при неравномерном воздушном зазоре магнитные проводимости под крайними пальцами различаются, что приводит к появлению значительного по величине выходного напряжения в нулевом положении ротора датчика. В некоторых конструкциях гироскопов выходное напряжение может быть уменьшено с помощью поворота статора датчика и подключения фазирующего сопротивления или за счет использования компенсирующих устройств. Однако, несмотря на это, неравномерный воздушный зазор приводит к искажению характеристики выходного напряжения датчика, делая ее несимметричной.

Аналогичное влияние, но в несколько меньшей степени, оказывает магнитная асимметрия магнитопроводов обоих типов датчиков. Эта асимметрия вызывается двумя причинами:

1) различной величиной магнитной проводимости пластин магнитопровода вдоль и поперек направления проката;

2) наличием контуров электрической проводимости в магнитопроводе, возникающих при механической обработке пакетов магнитопровода, вследствие замыкания пластин между собой, недостаточной изоляции между пластинами и т. п.

Короткозамкнутые контуры в магнитопроводе датчика, а также короткозамкнутые витки в выходных катушках приводят к фазовому сдвигу потока, пронизывающего эти контуры, следствием чего является дополнительный фазовый сдвиг между напряжениями в левой и правой половине выходной обмотки.

Отличие угла сдвига фазы между напряжениями выходных катушек от 180° приводит к появлению значительного остаточного напряжения, для устранения которого необходимо использовать один из выше рассмотренных методов и которое приводит к дополнительному увеличению несимметричности характеристики выходного напряжения датчиков. Большое влияние на точность датчика рамочного типа оказывает качество намотки рамки — двух встречно включенных катушек, перемещающихся в воздушном зазоре. Несимметричное выполнение этих катушек приводит к тому, что при

повороте рамки изменение потокосцепления с каждой катушкой неодинаково, поэтому нелинейность и несимметричность характеристики выходного напряжения такого датчика существенно увеличиваются.

Этим объясняется более высокая (по сравнению с датчиками рамочного типа) точность датчиков с перемещающимся ротором, для которых равномерная намотка выходных катушек не представляет больших трудностей.

При сборке двухкоординатных датчиков угла предъявляются высокие требования к запрессовке пакетов магнитопроводов для каждой координаты, которые должны быть сдвинуты один относительно другого на 90°. Отклонение от этого угла приводит к созданию электрического сигнала по обеим координатам при смещении ротора в направлении оси одной из координат. Сигнал по второй координате дает ложный угол.

Погрешности, вызванные влиянием внешней среды. При работе датчиков угла в гироскопе на точность их работы оказывают существенное влияние температурные воздействия, а также наличие внешних электромагнитных полей.

Теплоизлучение других элементов гироскопического прибора может привести к принудительному нагреву датчика угла. В этом случае решающее значение имеет правильный выбор конструктивных материалов датчика, так как различные коэффициенты линейного расширения деталей датчика могут привести к нарушению первоначально установленной величины и равномерности воздушного зазора, а следовательно, к смещению электрического нуля датчика и искажению характеристики выходного напряжения.

При изготовлении материала магнитопровода датчика из ферритов в результате нагрева происходит значительное ухудшение магнитных свойств последних, что непосредственно приводит к ухудшению параметров датчиков.

В рассматриваемых датчиках при нулевом положении ротора воздействие внешнего электромагнитного поля приводит к увеличению остаточного напряжения за счет четных гармоник э. д. с., складывающихся в дифференциальных выходных обмотках.

Помимо этого, в рамочных датчиках при отклонении рамки из нулевого положения появляется напряжение помехи, которое возрастает с увеличением угла поворота рамки. Однако такое влияние внешнего поля проявляется только в увеличении чувствительности датчика.

8. Микросины

Микросин представляет собой электрическую машину с явно выраженными полюсами, которая может выполнять функции как датчика угла, так и датчика момента.

Принципиальная схема микросина для работы в режиме датчика угла приведена на рис. IX.15. На каждом из полюсов статора располагается по две катушки, которые, соединяясь последовательно, образуют две обмотки: возбуждения и сигнальную. Катушки соединяются таким образом, что при положении оси полюсов ротора под углом 45° к полюсам статора э. д. с., индуктируемая в сигнальной обмотке, равна нулю. При повороте ротора микросина в ту или иную сторону значения магнитных потоков под полюсами изменяются и в сигнальной обмотке появляется э. д. с., пропорциональная смещению ротора.

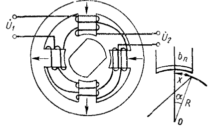


Рис. IX.15. Датчик угла типа микросин

Микросин можно рассматривать как двухобмоточный трансформатор, у которого коэффициент взаимоиндукции между обмотками в согласованном положении равен нулю и изменяется пропорционально относительному смещению ротора $\alpha_x = 2\frac{x}{b_n}$ при его повороте.

Уравнения э. д. с. такого трансформатора имеют вид

$$\left.\begin{aligned} (z_1 + jX_0)\dot{I}_1 + jX_0 k\alpha_x \dot{I}_2 = \dot{U}_1; \\ jX_0 k\alpha_x \dot{I}_1 + (jX_0 k^2 + z_2 + z_н)\dot{I}_2 = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (IX.36)$$

где X_0 — индуктивное сопротивление обмотки возбуждения;

z_1 и z_2 — собственные параметры обмоток возбуждения и сигнальной;

$k = \frac{w_2}{w_1}$ — коэффициент трансформации между обмотками.

Решая уравнения (IX.36), найдем выражения для напряжения на нагрузке и тока, потребляемого обмоткой возбуждения:

$$\left.\begin{aligned} \dot{U}_2 = \dot{U}_1 \frac{jX_0 k\alpha_x}{(jX_0 + z_1)\left(1 + \frac{z_2 + jX_0 k^2}{z_н}\right) + \frac{X_0^2 k^2 \alpha_x^2}{z_н}}; \\ \dot{I}_1 = \frac{\dot{U}_1}{z_1 + jx_0 + \frac{X_0^2 k^2 \alpha_x^2}{jX_0 k^2 + z_2 + z_н}}. \end{aligned}\right\} \qquad (IX.37)$$

Полагая $z_н = \infty$, найдем выражение для э. д. с. сигнальной обмотки

$$\dot{E}_2 = U_1 \frac{k\alpha_x}{1 + \frac{z_1}{jX_0}}.$$

влияние ферромагнитные массы, а также магнитные поля, возникающие в результате работы радио- и электрооборудования.

Астрокомпас часто оказывается неудобным устанавливать на гироскопическом устройстве. В этих случаях для коррекции гироскопических устройств могут быть применены дистанционные передачи. Одна из возможных схем такого рода приведена на рис. V. 4, *а*. Схема состоит из измерительного элемента *ИЭ*, датчика дистанционной передачи *ДДП*, приемника дистанционной передачи *ПДП*, промежуточных элементов *ПЭ*, датчика моментов *ДМ* и гироскопа *Г*. По сравнению со схемой, показанной на рис. V. 2, *а*, здесь введены два дополнительных элемента —

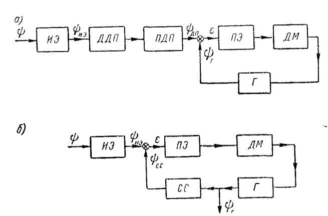


Рис. V.4 Дистанционная коррекция гироскопических устройств: *а* — с использованием дистанционной передачи, *б* — с использованием следящей системы

датчик и приемник дистанционной передачи. Это позволяет устанавливать измерительный элемент в любом удобном месте, но в то же время увеличивает ошибки системы, так как точность работы системы будет зависеть от точности работы дистанционной передачи. В схему, показанную на рис. V. 4, *б*, введена следящая система *СС*, которая так же, как и в предыдущем случае, позволяет осуществлять коррекцию гироскопического прибора дистанционно. Введение следящей системы усложняет схему прибора и снижает его точность, но дает возможность разгрузить ось гироскопа от действия нагрузки, прикладываемой со стороны датчиков дистанционных передач. Более подробно применение дистанционных передач будет рассмотрено в гл. VIII.

Для гироскопических устройств, работающих по принципу силовой стабилизации, коррекция осуществляется аналогично. Поясним это на примере коррекции одноосного гиростабилизатора от маятника (рис. V. 5.) При отклонении внешней рамки системы от заданного направления напряжение, снимаемое с потенциометра

5. По заданной крутизне э. д. с. сигнальной обмотки и формуле (IX.38) определяем коэффициент трансформации и число витков катушки сигнальной обмотки $w_2 = kw_1$.

6. По площади, занимаемой катушкой сигнальной обмотки, находим сечение провода и уточняем параметры сигнальной обмотки по формулам, аналогичным для обмотки возбуждения.

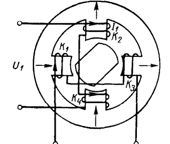


Рис. IX.16. Микросин в режиме датчика момента

7. Если $z_{вых}$ сигнальной обмотки оказывается больше требуемого по заданию, необходимо увеличить габариты микросина.

Следует отметить, что приведенная методика не учитывает потоков взаимоиндукции в междуполюсном пространстве, а этот учет необходим при относительно больших воздушных зазорах микросина. Методика учета этих потоков для режима холостого хода приведена в работе [97]. Значительно усложняется расчет микросина в случае несоосности статора и ротора. Подробное рассмотрение этих вопросов выходит за рамки настоящей книги.

Микросин, работающий в режиме датчика момента, обычно имеет четыре катушки K_1, K_2, K_3, K_4, как указано на рис. IX.16 (иногда один и тот же микросин работает в режимах датчика угла

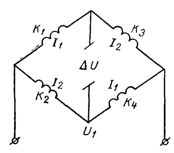


Рис. IX.17. Мостовая схема включения микросина

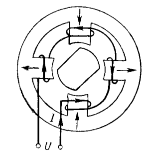


Рис. IX.18. Микросин в режиме «электромагнитной пружины»

и датчика момента). Момент, развиваемый микросином, пропорционален квадратам токов I_1^2 и I_2^2 в катушках и в широком диапазоне угла не зависит от углового положения ротора.

Величина момента для ненасыщенной магнитной цепи может быть подсчитана по формуле

$$M = \mu_0 \frac{Rl}{\delta} w^2 (I_1^2 - I_2^2),$$

Выбор оптимальных соотношений в датчике моментов. Величина момента на ватт потребляемой мощности определяется по формуле

$$\frac{M}{P} = \frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{1}{1+\frac{P_1}{P_2}} = \frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{1}{1+\frac{r_1}{\operatorname{Re}\dot{z}_э}}.$$

Для ДМ с полым немагнитным ротором и ферромагнитным шихтованным ротором, имеющим по поверхности немагнитную втулку,

$$\operatorname{Re}\dot{z}_э = \frac{r_2 X_m^2}{r_2^2 + X_m^2}.$$

Тогда

$$\frac{M}{P} = \frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_2}+\frac{r_1}{r_2^2}+\frac{r_1}{X_m^2}}.$$

Полученное выражение в первом приближении можно использовать и для двигателей с ферромагнитным омедненным ротором.

Назовем идеализированным моментным двигателем ДМ, у которого $r_1 = 0$; для него $\left(\frac{M}{P}\right)_{ид} = \frac{p}{2\pi f}$ имеет максимально возможное значение. Отношение $\eta = \frac{\frac{M}{P}}{\left(\frac{M}{P}\right)_{ид}}$ называется коэффициентом использования ДМ по моменту. Его величина равна

$$\eta = \frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_2}+\frac{r_1}{r_2^2}+\frac{r_1}{X_m^2}}. \qquad \textbf{(IX.26)}$$

Из выражений для параметров двухфазной **электрической машины** с полым немагнитным ротором имеем

$$\left.\begin{aligned} \frac{1}{r_2} &= k_1\Delta; \\ \frac{1}{X_m} &= k_2(\Delta+\delta_1), \end{aligned}\right\} \qquad (IX.27)$$

где

$$k_1 = \frac{D}{2{,}55 k_л \rho_2 l (wk_w)^2};$$

$$k_2 = \frac{k_\delta p^2}{4f\mu_0 l D (wk_w)^2};$$

δ_1 — «чистый» воздушный зазор ДМ;
Δ — толщина немагнитного стакана.

Основные величины, характеризующие индикаторную синхронную передачу:

1) максимальный синхронизирующий момент $M_{c.\max}$;

2) удельный синхронизирующий момент m_0;

3) максимальная статическая ошибка в режиме поворота в значительной степени определяется статической добротностью приемника $S = \frac{m_0}{M_{mp}}$;

4) максимальная динамическая ошибка в режиме вращения датчика по синусоидальному закону с амплитудой 4π и периодом $T = 6$ *сек*. Величина ошибки зависит от динамической добротности сельсина $D = \frac{m_0}{J_p}$;

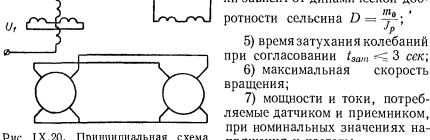


Рис. IX.20. Принципиальная схема трансформаторной синхронной передачи

5) время затухания колебаний при согласовании $t_{зат} \leqslant 3$ *сек*;

6) максимальная скорость вращения;

7) мощности и токи, потребляемые датчиком и приемником, при номинальных значениях напряжения и частоты.

Для передачи угла при нагрузке на валу приемника, а также при необходимости иметь более высокую точность используются синхронноследящие системы, в которых в качестве измерителя угла рассогласования применяют трансформаторные сельсины или вращающиеся трансформаторы (рис. IX.20).

Существующие трансформаторные сельсины могут обеспечить синхронную передачу угла с ошибкой от 7 до 45′. Для получения бо̀льших точностей используются либо двухотсчетная система на сельсинах, либо более точные индукционные машины — вращающиеся трансформаторы, с помощью которых возможны одноотсчетные синхронные передачи с максимальной ошибкой 1 — 3′.

Трансформаторная синхронная передача характеризуется следующими величинами:

1) максимальное значение э. д. с. управляющей обмотки приемника U_y;

2) крутизна управляющей э. д. с. в *в/град*;

3) остаточная э. д. с. управляющей обмотки;

4) максимальная статическая ошибка в режиме поворота;

5) скоростная ошибка при наибольшей скорости вращения;

6) удельная мощность в оптимальном режиме, т. е. при $R_н = z_{вых}$ и $\theta = 1°$;

7) выходное сопротивление управляющей обмотки;

8) потребляемые ток и мощность при номинальных значениях напряжения возбуждения и частоты сети.

ТАБЛИЦА IX.2

Сельсины

Обозначение	Режим работы	Назначение	Частота f в *гц*	Напряжение возбуждения V_1 в *в*	Ток возбуждения холостого хода I_1 (не более) в *а*	Потребляемая мощность P_1 (не более) в *вт*	Вторичное напряжение холостого хода (номинальное) в *в*	Статический синхронизирующий момент: максимальный $M_m \cdot 10^4$ в *н·м*	Статический синхронизирующий момент: удельный $m \cdot 10^4$ в *н·м/град*	Момент трения с возбуждением $M_{mp} \cdot 10^4$ в *н·м*	Скорость вращения n (не более) в *об/мин*	Погрешность синхронной передачи $\Delta\theta$	Габариты в *мм*: Диаметр посадочный $D_к$	Габариты в *мм*: Длина с выходными концами валов $L_к$
СГСМ-1А	Индикаторный / Трансформаторный	Датчик	400	115	0,185	—		45	–	—	1800	±2,5° ±3,5° / ±1,5° ±2°		72,5
СДСМ-1А	Трансформаторный	Дифференциал		58	0,26	—	58				500	±1,5°	36*C*	66,5
СМСМ-1А	Индикаторный / Трансформаторный	Приемник		115	0,08	—		45	—	—		±2,5° ±3,5° / ±1,5° ±2°		62,5
СГС-1	Индикаторный	Датчик			2,6	—		800	—	—			$92C_3$	153
СДС-1		Дифференциал		90	1,3	—	90	—	—	—	300	±1—1,5°	$92C_4$	162
СМС-1		Приемник		115	0,7	—		800	—	—			$50C_4$	99,6
СГ-1	Трансформаторный	Датчик		36	0,115	—	41	—	—	—		±20′/±30′ ±30′	•	
СД-1		Дифференциал			0,07	—	38	—	—	—	500		37−0,017	61
СТ-1		Приемник		40	0,035	—	31	—	—	—		±20′/±30′		
БД-404А	Индикаторный	Датчик		110	0,45	12,5	49	—	—	10	—		$62X_3$	119
БС-404А		Приемник						240	4,0	10	—			
БД-501А		Датчик			1,35	22,0	54	—	—	50				150
БС-501А		Приемник						1800	35	35	—			

Продолжение табл. IX.2

Обозначение	Режим работы	Назначение	Частота f в *гц*	Напряжение возбуждения V_1 в *в*	Ток возбуждения холостого хода I_1 (не более) в *а*	Потребляемая мощность P_1 (не более) в *вт*	Вторичное напряжение холостого хода (номинальное) в *в*	Статический синхронизирующий момент: максимальный $M_m \cdot 10^4$ в *н·м*	Статический синхронизирующий момент: удельный $m \cdot 10^4$ в *н·м/град*	Момент трения с возбуждением $M_{mp} \cdot 10^4$ в *н·м*	Скорость вращения n (не более) в *об/мин*	Погрешность синхронной передачи $\Delta\theta$	Габариты в *мм*: Диаметр посадочный $D_к$	Габариты в *мм*: Длина с выходными концами валов $L_к$
БС-500 ДБС-500 БД-500		Датчик Приемник Датчик	50	127	0,45	18,0	55	1600	9,0	16	—	0,75—2,5°	$100X_3$	85 160 85
БС-405	Трансформаторный	Приемник		110	0,09	2,0	35	—	—	20	500		$62X_3$	119
НД-404 НС-404	Индикаторный	Датчик Приемник			0,28	8,0	50	— —	— 10	25 14				
НД-414 НД-501		Датчик			0,50 0,70	12,0 13,0	55 57	— —	— —	30 70			$100X_3$	150 150
НС-501		Приемник			0,75	15,0	55	—	50	30				167
НД-511		Датчик			1,0	15,0	57	—	—	80				197
НД-521					1,3	22,0		—	—	90				150
ДН-500 НД-511А				127	0,6 0,8	12,0 15,0		— —	— —					167
НЭД-101				50	—	—	50	—	6,0		—		$62X_3$	119
НЭД-101А	Трансформаторный	Дифференциал		49	—	—	49	—	—	10	—			
НЭД-501	Индикаторный			57	—	—	47	—	40	30	—		$100X_3$	150
НЭД-101П					0,5	—	—	650	10	12	300		$62X_3$	119

НД-204		Датчик	400	110	0,35	6,5	100	—	—	10			$45X_3$	101,5
НД-404П					1,3	16,0		—	—	25				
ДИ-404					0,42		50	—	—					
СС-404		Приемник						—	—	7,5				
СС-408						13,0	45	—	—				$62X_3$	119
СС-410				55	0,70		50	—						
ДИ-414		Датчик			0,75		57	—	—					149
ДИ-425				110	0,65	20,0		—	—	30				149
				55	1,0	18,0		—	—					
СС-424		Приемник			0,65	20,0	55	—	—					131,5
ДИ-500		Датчик			1,0	17,0		—	—	50				150
СС-500		Приемник		110	0,42	16,0		950	10,0	22				85
ДС-500								—	10,0	22				160
ДИ-501		Датчик	50	110	0,70	15,0		—	—	50				150
СС-501		Приемник			0,45	13,0		—	20,0	22			$100X_3$	150
ДИ-511		Датчик			1,0	18,0		—	—	50				167
ДИ-521					1,5	23,0		—	—	50				197
ЭД-101				50	—	—	—	—	2,0	7,5	500		$62X_3$	119
ЭД-501		Дифференциал		57	0,55	8,5	52	—	17,0	22			$100X_3$	150
ДИД-505					0,3	2,5	68	—	—	50			$100X_3$	150
СС-405		Приемник		110	0,13	7,5		—	—	30			$62X_3$	119
ДИ-150	Трансформаторный	Датчик	500	220	0,33	4,4	47	—	—	14		0,25—1,0°	42	76
ДИ-454					0,315	11	58	—	—	10			$62X_3$	119
ДИД-204		Дифференциал	400	100	0,15	—	—	—	—	14			$45X_3$	109,5
ДИД-101			50	50		—	49	—	—	10			$62X_3$	119
СС-150	Индикаторный	Приемник	500		0,19	2,8	47	130	—	10			42	71
БС-151			400		0,3	7,5	100	60	1,1	1,5			$45X_3$	94
ДС-155А	Трансформаторный				0,15/0,12	4/3	—	—	—	—		—	$45X$	94
БД-160А	Индикаторный	Датчик	400/500	110	0,35/0,3	10/7	—	—	—	3,5			$45X$	106,5

Основные соотношения для индикаторных синхронных передач. При рассмотрении процессов, происходящих в индикаторной синхронной передаче, трехфазную синхронизирующую обмотку заменяют эквивалентной двухфазной. За параметры фаз двухфазной обмотки принимают обычно параметры фазы трехфазной синхронизирующей обмотки сельсина по продольной r'_d, X'_d и поперечной осям r'_q, X'_q. Их находят из эквивалентных схем, изображенных на рис. IX.21. При малых углах рассогласования ток в продольном контуре цепи синхронизации значительно меньше тока поперечного контура. Поэтому синхронизирующий момент при малом угле рассогласования определяется параметрами фазы синхронизирующей обмотки в поперечной оси.

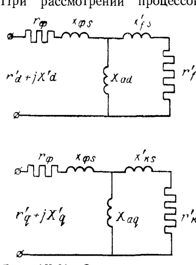


Рис. IX.21. Эквивалентные схемы явнополюсного сельсина по продольной и поперечной осям

Величина удельного синхронизирующего момента, выраженная в *н·м/град*, находится по формуле

$$m_0 = \frac{42 \cdot 10^{-4}}{f} E_ф^2 \frac{X'_{q1} + X'_{q2}}{(r'_{q1} + r'_{q2})^2 + (X'_{q1} + X'_{1q2})^2}, \qquad (IX.41)$$

где индексом 1 обозначены параметры датчика, а индексом 2 — приемника.

В случае однотипных датчика и приемника формула (IX.41) упрощается

$$m_0 = \frac{21 \cdot 10^{-4}}{f} E_ф^2 \frac{X'_q}{r'^2_q + X'^2_q}. \qquad (IX.42)$$

Для получения наибольшего удельного синхронизирующего момента сельсины проектируются таким образом, чтобы $X'_q = r'_q$. Это достигается применением явнополюсных конструкций или устройством демпферного контура на системе возбуждения по поперечной оси. Для выяснения зависимости удельного синхронизирующего момента от частоты сети преобразуем формулу (IX.42), заменив в ней $E_ф = 4{,}44\ \Phi f w_э$, $X'_q = \chi'_q f w_э^2$,

$$m_0 = A\Phi^2 \frac{1}{1 + \left(\frac{r'_q}{X'_{q_0}}\right)^2 \left(\frac{f_0}{f}\right)^2}, \qquad (IX.43)$$

где A — некоторая постоянная для данного сельсина;

X'_{q_0} — сопротивление поперечного контура при $f = f_0$.

Из выражения (IX.43) можно сделать следующие выводы.

1. Для малогабаритных сельсинов ($D_к < 5$ *см*), спроектированных на промышленную частоту f_0, $r'_q > X'_{q_0}$, с ростом частоты удельный момент также растет, так как магнитный поток Φ можно принять постоянным (потери в машине лимитируются потерями в обмотках).

2. Для относительно крупных сельсинов ($D_к > 6$ *см*) при промышленной частоте f_0, $r'_q < X'_{q_0}$ и с увеличением частоты сети удельный момент падает, так как по условиям теплового нагрева машины Φ необходимо уменьшить. Отсюда следует, что для данного габарита сельсина существует частота, при которой его характеристики оказываются оптимальными.

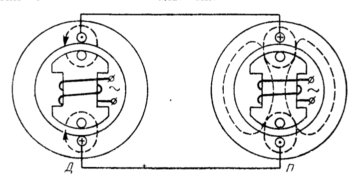


Рис. IX 22. Механизм затухания колебаний в индикаторных сельсинах с демпферными контурами

Большинство отечественных сельсинов проектируются на частоты 50 и 400 *гц*; при этом сельсины на 400 *гц* имеют значительно меньшие габариты. Некоторые данные индикаторных сельсинов приведены в табл. IX.2.

Одной из важнейших величин, определяющих работоспособность индикаторной синхронной передачи, является время затухания колебаний при согласовании. Для получения достаточно малого времени затухания используется внутреннее демпфирование за счет потерь в обмотке синхронизации и демпферном контуре, а также применяются внешние демпферы, электромагнитные или механические.

Физическая сущность внутреннего демпфирования состоит в следующем (рис. IX.22). При колебаниях ротора приемника *П* его магнитный поток индуктирует в поперечном контуре цепи синхронизации э. д. с. вращения, под действием которой возникают добавочный поперечный ток и магнитный поток. Это эквивалентно превращению механической энергии ротора в электромагнитную энергию цепи синхронизации. Электромагнитная энергия превращается в тепло в активном сопротивлении поперечного контура цепи синхронизации и индуктивно связанных с ним демпферных контурах датчика *Д* и приемника *П*.

В качестве магнитного измерительного элемента используется индукционный датчик *ИД*, подвешенный в карданном подвесе. Вторичные обмотки индукционного датчика соединены со статорными обмотками сельсина *СТ*, который работает в трансформаторном режиме. При определенном положении ротора сельсина относительно его статора напряжение, снимаемое с роторной обмотки, равно нулю. Прибор отрегулирован так, что плоскость внешней рамки гироскопа *Г* параллельна плоскости магнитного меридиана (без учета девиации). При уходе гироскопа по азимуту ротор сельсина *СТ*, связанный с помощью шестеренчатой передачи с внешним

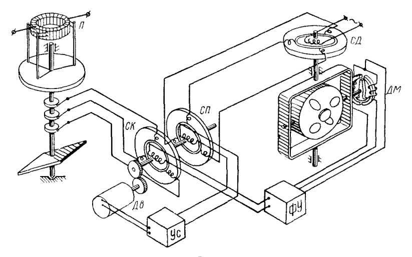


Рис. VIII.23. Схема азимутальной коррекции гироскопа с использованием трехщеточного потенциометра и сельсинов

карданным кольцом, также поворачивается. На входе усилителя *Ус* появляется напряжение, которое усиливается и выпрямляется с помощью фазочувствительного выпрямителя. На выход фазочувствительного выпрямителя подключены катушки азимутальной коррекции *АК*. При протекании тока через катушки возникает момент, вызывающий прецессию гироскопа в соответствующем направлении. Прецессия продолжается до тех пор, пока напряжение, снимаемое с ротора сельсина *СТ*, не станет равным нулю, т. е. пока гироскоп не установится в плоскости магнитного меридиана. Дистанционная передача показаний прибора осуществляется с помощью сельсинов *СД* и *СП*.

Схема коррекции гироскопа в азимуте от магнитной стрелки с использованием трехщеточного потенциометра и сельсинов показана на рис. VIII.23. Система построена согласно структурной схеме, приведенной на рис. V.4. Сельсины *СД* и *СП*, усилитель *Ус* и двигатель *Дв* образуют следящую систему, в результате чего положение

При вращении датчика и приемника с некоторой относительной скоростью ротора $v = \frac{\omega_p}{\omega_c}$ в синхронизирующих обмотках появляются токи от э. д. с. вращения, которые приводят к образованию дополнительной э. д. с. в управляющей обмотке,

$$\dot{E}_y = \dot{E}_m \left[\sin\theta - \frac{j(r_Д + r_П)}{\dot{z}_Д + \dot{z}_П} v \right].$$

Второй член в скобках характеризует скоростную ошибку, которая выражена в градусах:

$$\Delta\theta_v^\circ = 57{,}3 J_m \frac{r_Д + r_П}{\dot{z}_Д + \dot{z}_П} v.$$

Наиболее эффективным средством уменьшения скоростной ошибки является увеличение частоты сети.

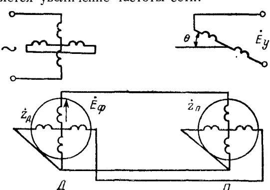


Рис. IX.23. Трансформаторная синхронная передача на ВТ

Практически датчики и приемники имеют несимметричные обмотки, а коэффициенты взаимоиндукции между обмотками статора и ротора изменяются не по синусоидальному закону от угла поворота ротора. Это объясняется как конструктивными (несинусоидальность распределения обмоток и наличие пазов), так и технологическими (асимметрия магнитопровода, эксцентриситет, неравенство числа витков) факторами и приводит к появлению в трансформаторных синхронных передачах статических ошибок.

Для сельсинов с трехфазной синхронизирующей обмоткой обычного типа наиболее существенное значение имеют статические ошибки от несинусоидальности распределения обмоток (имеют периодичность, кратную шести за один оборот ротора) и от неравенства параметров обмоток и электромагнитной асимметрии магнитопровода (периодичность этих ошибок равна двум). Для поворотных трансформаторов, используемых в трансформаторных синхронных передачах, следует учитывать неперпендикулярность

обмоток, неравенство коэффициентов трансформации и электромагнитную асимметрию магнитопроводов и обмоток. Поскольку указанные величины в поворотных трансформаторах высоких классов точности составляют в относительных единицах 0,01—0,05%, то и синхронные передачи с использованием вращающихся трансформаторов оказываются значительно более точными, чем на сельсинах.

10. Вращающиеся трансформаторы

Общие сведения. Вращающиеся трансформаторы (ВТ) представляют собой индукционные электрические микромашины переменного тока, имеющие по две взаимно перпендикулярные обмотки на статоре и роторе (рис. IX.24). Главная особенность ВТ состоит в том, что коэффициент взаимоиндукции между обмотками статора и ротора изменяется с весьма высокой точностью по синусоидальному закону от угла поворота ротора. Конструктивно ВТ выполняется как неявнополюсная электрическая машина с равномерно распределенными пазами на магнитопроводах статора и ротора (рис. IX.25). Магнитопровод изготовляется из листовой электротехнической стали Э44 или пермаллоя. Для уменьшения зубцовых пульсаций обязательно предусматривается скос пазов статора или ротора на одно зубцовое деление. В пазы укладываются двухфазные распределенные обмотки: первичные — обмотки возбуждения и квадратурная, вторичные — косинусная и синусная обмотки.

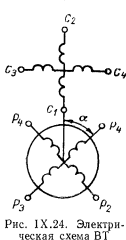


Рис. IX.24. Электрическая схема ВТ

Выводные концы обмоток ротора соединяются с зажимами машины через контактные пружины в ВТ ограниченного вращения и через контактные кольца и щетки в ВТ неограниченного вращения.

ВТ характеризуется следующими величинами:

номинальными значениями напряжения возбуждения и частоты;

входными и выходными сопротивлениями обмоток, определяющимися для режимов холостого хода и короткого замыкания;

коэффициентом трансформации между обмотками $K = \frac{w_{2э}}{w_{1э}}$ и передаточным отношением по напряжению в режиме холостого хода.

Указанные величины связаны между собой простым соотношением, вытекающим из эквивалентной схемы ВТ (рис. IX.26)

$$\dot{K}_э = \frac{\dot{E}_2}{\dot{U}_1} = \frac{K}{1 + \frac{\dot{z}_1}{\dot{z}_m}}.$$

Показатели, определяющие точность ВТ:

1) относительная амплитудная погрешность воспроизведения синусоидальной зависимости эффективного значения вторичной э. д. с. от угла поворота ротора; выражается в % от E_2;

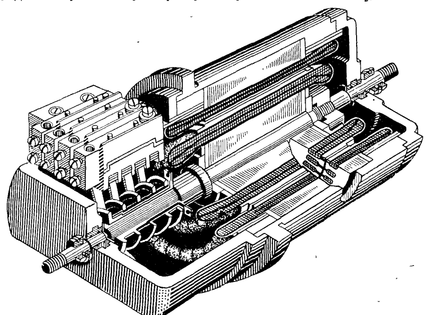


Рис. IX.25. ВТ в разрезе

2) асимметрия нулевых точек, т. е. отклонение угловых положений ротора, в которых вторичная э. д. с. равна нулю (при возбуждении со стороны обмотки возбуждения и квадратурной), от углов, кратных 90°. Асимметрия нулевых точек характеризует перпендикулярность обмоток ВТ и выражается в угловых минутах;

Рис. IX.26. Эквивалентная схема ВТ в режиме холостого хода

3) остаточная э. д. с. в нулевых точках в % от E_2;

4) максимальное значение э. д. с. квадратурной обмотки при номинальном напряжении возбуждения и разомкнутых вторичных обмотках;

5) различие в коэффициентах трансформаций косинусной и синусной обмоток;

6) относительное измерение передаточного отношения $K_э$ по напряжению при колебаниях температуры окружающей среды, напряжения и частоты.

Классы точности ВТ устанавливаются по величине относительной амплитудной погрешности воспроизведения синусной зависимости э. д. с. от угла поворота ротора в %. Принято различать шесть классов точности 0,01, 0,02, 0,05, 0,1, 0,2, 0,3.

При определении класса точности ВТ учитываются и остальные показатели погрешности, которые для данного класса ε% не должны превышать:

асимметрия нулевых точек $\Delta\alpha \leqslant 35\ \varepsilon\%$;

остаточная э. д. с. по основной гармонике; $\frac{E_{ост}}{E_2} 100 \leqslant \frac{1}{2}\varepsilon\%$;

э. д. с. квадратурной обмотки $\frac{E_к}{U_1} 100 \leqslant (5 \div 6)\,\varepsilon\%$;

различие в коэффициенте трансформации $\frac{\Delta K_э}{K_э} \leqslant 2\ \varepsilon\%$.

В случае превышения приведенных величин класс точности устанавливается по наихудшему из показателей погрешности ВТ.

Основными факторами, определяющими погрешности ВТ являются:

конструктивные ограничения (несинусоидальность распределения обмоток, наличие пазов, нелинейность материала магнитопровода);

технологические неточности при изготовлении (эллиптичность расточек, эксцентриситет и бой ротора, наличие короткозамкнутых витков и т. п.);

изменение условий эксплуатации (нагрев обмоток, термические напряжения в магнитопроводе, колебания напряжения и частоты).

Подробно эти вопросы рассматриваются в специальной литературе, посвященной анализу погрешностей ВТ [43; 123]. Основные данные отечественных ВТ приведены в табл. IX.3.

В гироскопических приборах ВТ используются в четырех режимах: синусно-косинусный вращающийся трансформатор (СКВТ), линейный вращающийся трансформатор (ЛВТ), преобразователь координат (ПВТ) и фазовращатель (ФВТ). На основе этих режимов строятся различные счетно-решающие схемы и системы преобразования угловой информации. Рассмотрим основные соотношения для каждого из перечисленных режимов, которые следует учитывать при проектировании электромеханических устройств гироприборов.

Синусно-косинусный вращающийся трансформатор. Принципиальная схема СКВТ, вторичные обмотки которого включены на некоторые сопротивления нагрузки $\dot{z}_{на}$ и $\dot{z}_{нb}$, изображена на рис. IX.27. Напряжения на сопротивлениях $\dot{z}_{на}$ и $\dot{z}_{нb}$,

представляющие собой выходные напряжения СКВТ, определяются формулами:

$$\left.\begin{aligned}\dot U_a &= \dot U_1 \frac{-k\cos\alpha}{\left(1+\frac{\dot z_2}{\dot z_{нa}}\right)\left(1+\frac{\dot z_1}{jX_0}\right)+\frac{\dot z_1 k^2}{\dot z_{нa}}+} \\ &\quad + \frac{k^2(\dot z_{нb}-\dot z_{нa})(\dot z_k-\dot z_1)\sin^2\alpha}{\dot z_{нa}\dot z_{нb}\left(1+\frac{\dot z_2}{\dot z_{нb}}\right)\left(1+\frac{\dot z_k}{jX_0}\right)+\dot z_k k^2 \dot z_{нa}}; \\ \dot U_b &= \dot U_1 \frac{-k\sin\alpha}{\left(1+\frac{\dot z_2}{\dot z_{нb}}\right)\left(1+\frac{\dot z_1}{jX_0}\right)+\frac{\dot z_1 k^2}{\dot z_{нb}}+} \\ &\quad + \frac{k^2(\dot z_{нa}-\dot z_{нb})(\dot z_k-\dot z_1)\cos^2\alpha}{\dot z_{нa}\dot z_{нb}\left(1+\frac{\dot z_2}{\dot z_{нa}}\right)\left(1+\frac{\dot z_k}{jX_0}\right)+\dot z_k k^2 \dot z_{нb}}.\end{aligned}\right\} \quad (IX.44)$$

Из этих формул следует, что для получения синусоидальной (косинусоидальной) зависимости выходного напряжения от угла поворота ротора в СКВТ необходимо выполнение одного из усло-

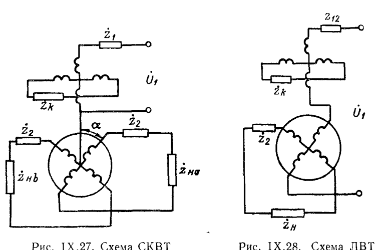


Рис. IX.27. Схема СКВТ

Рис. IX.28. Схема ЛВТ

вий симметрирования: $\dot z_1 = \dot z_k$ — первичное симметрирование; $\dot z_{нa} = \dot z_{нb}$ — вторичное симметрирование. В необходимых случаях выполняются оба условия симметрирования.

Входное сопротивление СКВТ при вторичном симметрировании и выходное при первичном не зависят от угла поворота ротора.

Линейный вращающийся трансформатор. В режиме линейного вращающегося трансформатора (ЛВТ) наибольшее распространение имеет схема с первичной симметрией, приведенная на рис. IX.28.

ТАБЛИЦА IX.3

Малогабаритные вращающиеся трансформаторы

Обозначение трансформатора	Частота f в гц	Напряжение возбуждения U_1 в в	Входное сопротивление холостого хода $z_{вх}$ в ом	Коэффициент трансформации на холостом ходу K	Назначение	Класс точности на холостом ходу в %	Поворот ротора	Материал магнитопровода	Габариты в мм: Диаметр посадочного места $D_к$	Габариты в мм: Длина с выходными концами вала $L_к$
ВТ-3 И6.713.557		110	800	0,575				Сталь Э42		
И6.713.558 И6.713.559		60	1 000	0,104 0,575				Сплав 79НМ		
И6.713.560					СКВТ	±0,06, ±0,1	Неограниченный			
И6.713.561		220	2 100	0,93		±0,2, ±0,3				
И6.713.562	500	200	14 000	0,366				Сталь Э42	45X	124
И6.713.597		110	800	0,575						
И6.713.567 И6.713.568		60	1 000	0,104 0,575		—	Ограниченный	Сплав 19НП		
И6.713.569		110		0,140	МВТ			Сталь Э42		
И6.713.570		200	14 000	0,366						
ВТ-4Б										
ЛШ3.010.127		60	600/950	0,57	СКВТ / ЛВТ			Сплав 79НМ		
ЛШ3.010.128						±0,04; ±0,06 / ±0,1, ±0,2	Неограниченный		50 C_1	119
ЛШ3.010.129	400 – 500			0,225						
ЛШ3.010.130		110	500/600		СКВТ			Сталь Э42		
ЛШ3.010.133				0,98	МВТ				50 X	87,3
ЛШ3.010.134				0,19			Ограниченный			

ВТ-5 КФ3.031.030						±0,02; ±0,04; ±0,06	Неограиичеиый			90
КФ3.031.110	500									95
КФ3.031.022			250	0,53			Ограиичеиный			90
КФ3.031.048	400—1000				СКВТ					95
КФ3.031.031							Неограиичеиный			90
КФ3.031.112	500		500							95
КФ3.031.024							Ограиичеиный			90
КФ3.031.050	400—4000						Неограиичеиый			95
КФ3.031.033 КФ3.031.111	500	40	250	0,96						90 95
КФ3.031.023							Ограиичеиный	Сплав 79ИМ		90
КФ3.031.049	400—1000									95
КФ3.031.034							Неограиичеиный			90
КФ3.031.113	500									95
КФ3.031.025			500				Ограиичеииый			90
КФ3.031.051	400—1000									95
КФ3.031.035	500						Неограиичеииыи			90
КФ3.031.114			1000	0,53						95
КФ3.031.052	400—1000									95 90
КФ3.031.036 КФ3.031.115	500			0,96					$50C_1$	95
КФ3.031.053	400—1000									95
КФ3.031.098 КФ3.031.116	500		2000	0,53			Неограиичеииый			90 95
КФ3.031.054	400—1000									95
КФ3.031.099										90

Продолжение табл. IX.3

Обозначение трансформатора	Частота f в *гц*	Напряжение возбуждения U_1 в *в*	Входное сопротивление холостого хода $z_{вх}$ в *ом*	Коэффициент трансформации на холостом ходу K	Назначение	Класс точности на холостом ходу в %	Поворот ротора	Материал магнитопровода	Габариты в *мм*: Диаметр посадочного места $D_к$	Габариты в *мм*: Длина с выходными концами вала $L_к$
КФ3.031.117	500									95
КФ3.031.026			2000	0,96	± 0,02; ± 0,04; ± 0,06		Ограниченный			90
КФ3.031.055	400—1000									95
КФ3.031.037						±0,1; ±0,2	Неограниченный			90
КФ3.031.118	500									95
КФ3.031.028		40	250	0,373			Ограниченный	Сплав 79НМ	$50C_1$	90
КФ3.031.064	400—1000				ЛВТ		Неограниченный			95
КФ3.031.038 КФ3.031.119	500									90 95
КФ3.031.029			500	0,373			Ограниченный			90
КФ3.031.066							Неограниченный			95
КФ3.031.065 КФ3.031.067	400—1000		250 500	0,746						95 95
КФ3.031.043 КФ3.031.044			500	— —		— —				
КФ3.031.045 КФ3.031.046	500		1000	0,15		— —			$50X_3$	87,3
КФ3.031.072				0,53		—				
КФ3.031.075	400—1000								$50C_3$	78,8
КФ3.031.073 КФ3.031.076	500 400—1000	40	250	0,96	МВТ	— —	Ограниченный	Сплав 79НМ	$50X_3$ $50C_3$	87,3 78,8

КФ3.031.074	500			0,95				[illegible]	[illegible]
КФ3.031.077	400—1000							$50C_3$	78,8
КФ3.031.084	500		500	0,96		—		$50X_3$	87,3
КФ3.031.085			1000						
КФ3.031.100			2000	0,53		—			
КФ3.031.101				0,96		—			
МВТ:									
8МВТ-5П			800	0,56					
30МВТ-5П			3000						
8МВТ-10П			800	1					
15СВТ-10П			1500						
8МВТ-65П	400	50	800	0,56					
30МВТ-65П			3000		СКВТ		Неограниченный		
8МВТ-Б10П			800	1		±0,2; ±0,3		Сплав 79ИМ	35С	85
15МВТ-Б10П			1500						
МВТ-1В	400—500	26			СКВГ	±0,1, ±0,2	Неограниченный	Сплав 79НМ	28С	57
МВТ-2 5МВТ-2-5Э		30	500	0,56			Неограниченный	Сталь Э42		
5МТ-2-10Э				1		±0,02; ±0,04				
10МВТ-2-5П			1000	0,56		±0,06				
10МВТ-2-10П	400—500			1	СКВТ	(±0,2, ±0,3)		Сплав 79НМ	35С	72
20МВТ-2-5П		28	2000	0,56	(ЛВТ)				
20МВТ-2-10П				1					
8МВТ-М-5П	400	50	800	0,59	СКВТ		Неограниченный	Сплав 79НМ	35С	88

Продолжение табл. IX 3

Обозначение трансформатора	Частота f в гц	Напряжение возбуждения U_1 в в	Входное сопротивление холостого хода $z_{вх}$ в ом	Коэффициент трансформации на холостом ходу K	Назначение	Класс точности на холостом ходу в %	Поворот ротора	Материал магнитопровода	Габариты в мм: Диаметр посадочного места $D_к$	Габариты в мм: Длина с выходными концами вала $L_к$
ВТМ										
4ВТМ-5Э	400	115	400	0,56	СКВТ	±0,06, ±0,1, ±0,2	Неограниченный	Сталь Э42	56—0,03	120
4ВТМ-5П		60			(ЛВТ)	±0,3		Сплав 79НМ		
10ВТМ-5Э		115				(±0,1, ±0,2, ±0,3)		Сталь Э42		
10ВТМ-5П		60	1000							
10ВТМ-10П				1	СКВТ	±0,06, ±0,1, ±0,2, ±0,3		Сплав 79НМ		
20ВТМ-5П			2000	0 56		±0,1, ±0,2, ±0,3				
20ВТМ-10П				1		±0,2 ±0,3				
45ВТМ-5П			4500	0,56						
45ВТМ-10П				1						
ВТМ-М										
10ВТМ-М-5Э	400	115	1000	0,59	СКВТ		Неограниченный	Сталь Э42	56—0 03	120
10ВТМ-М-5П		60								
ВТП-1	400—500	40				±0,1, ±0 2		Сплав 79НМ	78П	29
ВТПМ-2	400	15±1				±0 3			65Д	23,5

При выполнении условий первичного симметрирования, которое определяется уравнением

$$\dot{z}_{12} = \dot{z}_1 + \dot{z}_2 = \dot{z}_k \left(1 - \frac{k^2}{1 + \frac{\dot{z}_k}{jX_0}} \right). \qquad \text{(IX.45)}$$

выражение для выходного напряжения ЛВТ запишется в виде

$$\dot{U}_н = \frac{kU_1}{\left(1 + \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_н}\right)\left(1 + \frac{\dot{z}_k}{jX_0}\right) + \frac{\dot{z}_k k^2}{\dot{z}_н}} \cdot \frac{\sin \alpha}{1 + \frac{k}{1 + \frac{\dot{z}_k}{jX_0}} \cos \alpha}. \qquad \text{(IX.46)}$$

В практических схемах условие первичного симметрирования ЛВТ достигается простым замыканием накоротко квадратурной обмотки.

Функция $F(\alpha) = \frac{\sin \alpha}{1 + m \cos \alpha}$, входящая в формулу (IX.46), с погрешностью не более 0,06% приближается к линейной зависимости в диапазоне изменения угла от —60 до +60°, если $m = \frac{k}{1 + \frac{\dot{z}_к}{jX_0}} = 0{,}54$.

Это совместно с уравнением (IX.45) дает оптимальное значение коэффициента трансформации для ЛВТ $k = 0{,}54 + 0{,}765 \frac{\dot{z}_1 + \dot{z}_2}{jX_0} \approx$ $\approx 0{,}54 + 0{,}765 \frac{x_1 + x_2}{X_0}$. Его значение зависит от габаритов ЛВТ и находится в пределах 0,56—0,59.

Поскольку величина $m = \frac{k}{1 + \frac{\dot{z}_м}{jX_0}}$ в формуле (IX.46) является комплексной, то для ЛВТ характерно некоторое изменение фазы выходного напряжения от угла поворота ротора — фазовая ошибка. Ее значение находится в пределах $(0{,}5 \div 1)°$.

Преобразователь координат. ВТ весьма удобны для преобразования координатных осей: поворота декартовой системы координат, перехода от декартовой системы к полярной и обратно. Для поворота координатных осей к первичным обмоткам СКВТ подводятся два совпадающих по фазе напряжения $\dot{U}_1$ и U_k, величины которых пропорциональны преобразуемым координатам x и y.

При выполнении условий первичного и вторичного симметрирования напряжения на нагрузках вторичных обмоток высчитывают по формулам (рис. IX.29)

$$\left.\begin{aligned} \dot{U}_a &= a(\dot{U}_1 \cos \alpha - \dot{U}_k \sin \alpha); \\ U_b &= a(\dot{U}_1 \sin \alpha + \dot{U}_k \cos \alpha), \end{aligned}\right\} \qquad \text{(IX.47)}$$

где

$$a = \frac{k}{\left(1 + \frac{\dot{z}_2}{\dot{z}_н}\right)\left(1 + \frac{\dot{z}_1}{jX_0}\right) + \frac{\dot{z}_1 k^2}{\dot{z}_н}},$$

это означает, что выходные напряжения в определенном масштабе представляют значения координат в повернутой системе.

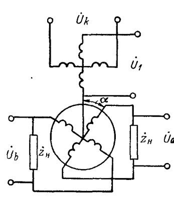


Рис. IX.29. СКВТ как преобразователь декартовых координат

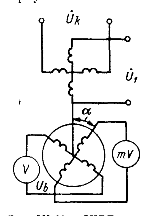


Рис. IX.30. СКВТ как преобразователь от декартовых к полярным координатам

Для преобразования от декартовой к полярной системе координат (рис. IX.30) нужно путем поворота ротора добиться, чтобы напряжение на косинусной обмотке равнялось нулю, т. е.

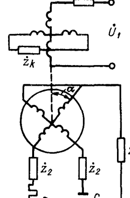


Рис. IX.31. СКВТ в режиме фазовращателя

$$\dot{U}_1 \cos\alpha = \dot{U}_k \sin\alpha \quad \text{или} \quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{\dot{U}_1}{\dot{U}_k}. \tag{IX.48}$$

Тогда напряжение на синусной обмотке будет равно

$$U_b = |a| \sqrt{U_1^2 + U_k^2}. \tag{IX.49}$$

Соотношения (IX.48) и (IX.49) дают формулы преобразования от декартовой к полярной системе координат.

СКВТ в режиме фазовращателя. В режиме однофазного фазовращателя вторичные обмотки СКВТ включаются на емкость и сопротивление, как указано на рис. IX.31. При выполнении условий первичного симметрирования напряжение на нагрузке легко определяется по методу узловых потенциалов

$$\dot{U} = \dot{E}_2 \frac{\dot{Y}_a \cos\alpha + \dot{Y}_b \sin\alpha}{\dot{Y}_a + \dot{Y}_b + \dot{Y}_н}, \tag{IX.50}$$

где $\dot{Y}_a = \frac{1}{\dot{z}_{вых} + R}$ — проводимость цепи косинусной обмотки;

$\dot{Y}_в = \frac{1}{\dot{z}_{вых} + \frac{1}{j\omega c}}$ — проводимость цепи синусной обмотки;

$\dot{Y}_н = \frac{1}{\dot{z}_н}$ — проводимость нагрузки.

При выполнении условия

$$\dot{Y}_b = j\dot{Y}_a \tag{IX.51}$$

выражение (IX.50) запишется в виде

$$\dot{U} = \dot{E}_2 \frac{e^{j\alpha}}{1 + j + \frac{\dot{z}_{вых} + R}{\dot{z}_н}}. \tag{IX.52}$$

Из формулы следует, что фаза напряжения на нагрузке изменяется линейно с углом поворота ротора α; величина напряжения при этом остается постоянной.

Условия (IX.51) могут быть записаны в явном виде

$$\left.\begin{aligned} R_{вых} &= x_{вых}; \\ R + R_{вых} &= \frac{1}{\omega C} - x_{вых}. \end{aligned}\right\} \tag{IX.53}$$

11. Тахогенераторы

Тахогенераторы представляют собой электрические машины, в которых выходная э. д. с. пропорциональна угловой скорости вращения ротора. В гироскопических автоматических устройствах они используются для стабилизации следящих систем и выполнения счетно-решающих функций (демпфирующие и счетно-решающие тахогенераторы). По принципу работы тахогенераторы делятся на две группы: переменного тока — асинхронные и постоянного тока — с электромагнитным и магнито-электрическим возбуждением. Как элементы автоматики тахогенераторы характеризуются следующими величинами:

потребляемые мощность и ток при номинальных значениях напряжения и частоты;

крутизна выходной э. д. с.;

выходное сопротивление;

линейность зависимости выходной э. д. с. как функции скорости;

остаточная э. д. с. (для тахогенераторов переменного тока);

угол сдвига фазы выходной э. д. с. по отношению к напряжению возбуждения;

стабильность характеристик во времени и при изменении температуры;

момент инерции ротора.

Асинхронные тахогенераторы. Асинхронные тахогенераторы (АТ) выполняются как двухфазные многополюсные ($p \geqslant 2$) асинхронные машины с полым немагнитным ротором. Одна из фаз — обмотка возбуждения — подключена к сети (рис. IX.32), другая фаза является генераторной обмоткой. При вращении ротора в машине образуется поперечный пульсирующий поток, индуктирующий в генераторной обмотке э. д. с. частоты сети, фаза которой меняется на π при изменении направления вращения ротора АТ.

Конструктивно АТ часто выполняется совместно с управляемым двигателем переменного тока, как указано на рис. IX. 33. Зависимость э. д. с. генераторной обмотки как функция скорости принципиально нелинейна и выражается формулой [43]

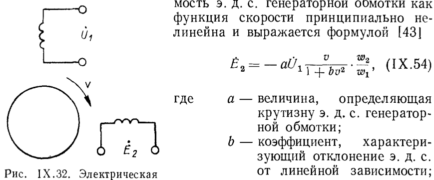


Рис. IX.32. Электрическая схема АТ

$$\dot{E}_2 = -a\dot{U}_1 \frac{v}{1 + bv^2} \cdot \frac{w_2}{w_1}, \quad \text{(IX.54)}$$

где a — величина, определяющая крутизну э. д. с. генераторной обмотки;

b — коэффициент, характеризующий отклонение э. д. с. от линейной зависимости;

v — скорость вращения ротора в долях от синхронной.

a и b являются функциями параметров ротора и обмотки возбуждения АТ:

$$\left.\begin{aligned} a &= \frac{jrX_0^2}{(r + jX_0)\,[rjX_0 + \dot{z}_1 (r + jX_0)]}; \\ b &= \frac{\dot{z}_1 X_0^2}{(r + jX_0)\,[rjX_0 + Z_1 (r + jX_0)]}. \end{aligned}\right\} \quad \text{(IX.55)}$$

Формула (IX. 54) позволяет оценить относительную амплитудную и фазовую ошибки отклонения э. д. с. генераторной обмотки от линейной зависимости

$$\varepsilon_v = \frac{1}{4}\,\mathrm{Re}\, bv_0^2, \quad \Delta\varphi_v = \frac{1}{4}\, J_m bv_0^2,$$

где v_0 — максимальная скорость.

Для уменьшения указанных ошибок (как следует из приведенных формул) необходимо: увеличивать частоту сети и уменьшать число пар полюсов; уменьшать собственные параметры обмотки возбуждения; увеличивать активное сопротивление ротора.

При заданных габаритах машины и частоте сети наиболее эффективным методом уменьшения ошибок является увеличение активного сопротивления ротора. Поэтому в счетно-решающих АТ ротор выполняется из материалов с высоким удельным сопротивлением

Зависимость номинального момента от геометрии машины и **электромагнитных нагрузок.** Номинальный момент двигателя обычно принимается равным половине максимального момента.

$$M_N = \frac{1}{2} M_{\max} = \frac{1}{4\pi} p w_h \pi D l \Delta_{onm} = \frac{\pi}{16} \mu_0 \times$$
$$\times \frac{H_m^2 \sin \varepsilon}{p\delta'} k_l D^4. \qquad \text{(IX. 17)}$$

Из формулы (IX.15) при $\Delta = \Delta_{onm}$ находим

$$F_m = \frac{\dot{H}_m D}{2p} \left(1 + e^{-j\varepsilon}.\right)$$

Это означает, что при оптимальной толщине гистерезисного слоя ротора амплитуды н. с. воздушного зазора и гистерезисного слоя одинаковы. Найдем амплитуду н. с.

$$F_m = \frac{H_m D}{p} \cos \frac{\varepsilon}{2}. \qquad \text{(IX. 18)}$$

С другой стороны, амплитуда н. с. многофазной обмотки определяется выражением

$$F_m = \frac{\sqrt{2}\, m I w k_w}{\pi p} = \frac{k_w k_{з.п} S_n}{\sqrt{2}\, \pi p}$$

Отсюда получаем соотношение между площадью пазов, диаметром расточки, плотностью тока и максимальной напряженностью магнитного поля в гистерезисном материале ротора

$$\frac{k_w k_{з.п} j_0 S_n}{\sqrt{2}\, \pi} = H_m D \cos \frac{\varepsilon}{2}.$$

Подставив выражение для $H_m D$ из уравнения (IX.18) в формулу (IX.17), найдем зависимость номинального момента двигателя от его геометрии

$$M_N = \frac{\mu_0 \operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2} k_w^2 k_{з.п}^2 k_l D^2 S_n^2 j_0^2}{16 \pi p \delta'}. \qquad \text{(IX. 19)}$$

При предварительных расчетах можно принять $K_w^2 \approx 0{,}8$; $K_{з.п} = 0{,}1$; $\delta' \approx 0{,}02$ *см*; $\operatorname{tg} \frac{\varepsilon}{2} \approx 0{,}5$; $S_n \approx 0{,}4\, D^2$.

Тогда

$$D \approx \sqrt[6]{\frac{1{,}25 \cdot 10^{10} M_N p}{k_l j_0^2}}. \qquad \text{(IX. 20)}$$

Пример. Определить D и H_m при $M_N = 50 \cdot 10^{-4}$ *н·м*; $p = 2$; $k_l = 0{,}3$; $j_0 = 300$ *а/см*².

это означает, что выходные напряжения в определенном масштабе представляют значения координат в повернутой системе.

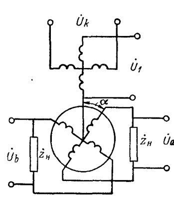


Рис. IX.29. СКВТ как преобразователь декартовых координат

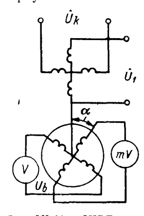


Рис. IX.30. СКВТ как преобразователь от декартовых к полярным координатам

Для преобразования от декартовой к полярной системе координат (рис. IX.30) нужно путем поворота ротора добиться, чтобы напряжение на косинусной обмотке равнялось нулю, т. е.

$$\dot{U}_1 \cos\alpha = \dot{U}_k \sin\alpha \quad \text{или} \quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{\dot{U}_1}{\dot{U}_k}. \tag{IX.48}$$

Тогда напряжение на синусной обмотке будет равно

$$U_b = |a| \sqrt{U_1^2 + U_k^2}. \tag{IX.49}$$

Соотношения (IX.48) и (IX.49) дают формулы преобразования от декартовой к полярной системе координат.

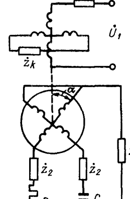


Рис. IX.31. СКВТ в режиме фазовращателя

СКВТ в режиме фазовращателя. В режиме однофазного фазовращателя вторичные обмотки СКВТ включаются на емкость и сопротивление, как указано на рис. IX.31. При выполнении условий первичного симметрирования напряжение на нагрузке легко определяется по методу узловых потенциалов

$$\dot{U} = \dot{E}_2 \frac{\dot{Y}_a \cos\alpha + \dot{Y}_b \sin\alpha}{\dot{Y}_a + \dot{Y}_b + \dot{Y}_н}, \tag{IX.50}$$

ТАБЛИЦА IX.5

Асинхронные двигатели — тахогенераторы

Обозначения	Частота в *гц*	Напряжение в *в*: возбуждения двигателя $U_в$	Напряжение в *в*: управления двигателя $U_у$	Напряжение в *в*: возбуждения генератора U_1	Номинальная мощность B_2N в *вт*	Пусковой момент $M_n \cdot 10^4$ в *н·м*	Скорость холостого хода n_0 в *об/мин*	Пусковой ток в *а*: обмотки возбуждения двигателя $I_в$	Пусковой ток в *а*: обмотки управления двигателя $I_у$	Ток обложки возбуждения генератора I_1	Момент инерции ротора $J_p \cdot 10^7$	Электромеханическая постоянная времени T в *м·сек*	Крутизна э.д.с. генератора e в $\frac{мв}{об/мин}$	Остаточная э.д.с. генератора $E_{ост}$ в *мв*	Нелинейность выходной характеристики генератора в %	Разброс нулевого сигнала $\Delta E_{ост}$ в *мв*	Габариты в *мм*: Диаметр корпуса $D_к$	Габариты в *мм*: Длина с выходными концами вала $L_к$
АДТ-50				40	3,3	210	4 500	—	—	—	13	29	3	80		—	50	110
АДТ-40					2,5	150		—	—	—	10	31			0,15	—	40	102
АДТ-32	400	40			1,7	77	6 500	—	—	—	2,5	22	0,7	40		—	32	84
АДТ-25					0,9	40	6 000	—	—	—	2,4	38			0,20	—	25	77
АДТ-20			24	24	0,3	13	5 500	—	—	—	0,8	31	0,3	20		—	20	62,5
АДТ-331	500		40	40	2,0	35	11 500	—	—	—	2,0	75	2,0	75	1,0	—	35	
ДГ-1А					1,0	14	15 000	0,300	0,135		1,3	100			—		34С	84,5
ДГ-2А					2,0	32	16 000	0,400	0,230	0,130	1,5	80	0,9	200	—	50		96
ДГ-3А					2,5	80	8 000	0,700	0,400		4,5	50			—		49—0,017	102
ДГ-5А					4,5	200	6 000	0,850	0,500	0,120	45,0	145	1,0	100—I кл. 200—II кл.	—	30	61—0,02	142
ДГ-0,1ТА	400				0,07	2,6	8 000	0,080	0,070	0,080	0,6	200	0,1	60	—	20	18,7	53,7
ДГ-0,5ТА					0,5	10	13 000	0,210	0,120	0,130	2,0		0,3	100—I кл. 200—II кл.	—	25	26,3	67,3
ДГ-1ТА		36	30	36	1,0	16	15 000	0,300	0,135		1,2	100			—	50	34С	84
ДГ-2ТА					2,0	34	16 000	0,400	0,230	0,120	1,4	70	0,9	200	—			95,5
ДГ-3ТА					3,0	90	8 000	0,700	0,470	0,100	5,0	50			—	30	49—0,017	104
ДГ-5ТА					5,0	220	6 000	1,200	0,500		42,0	100	1,0	100—I кл. 200—II кл.	—		61—0,02	142
ДГ-10ТА	1000				9,0	280	8 000	1,400	0,750	0,150	40,5	120	0,4		—	50	61—0,02	122
ДГ-0,5ТЧ					0,45	9	13 000	0,230	0,150	0,080	2,0	290		200	—	25	26,3	66
ДГ-1ТЧ					1,0	13	17 000	0,350	0,230	0,100	1,2	150	0,3		—	50	34С	81
ДГ-2ТЧ					1,7	26	20 000	0,450	0,300		1,4	110			—			93

э. д. с. при изменении температуры обмоток можно оценить по формуле

$$\varepsilon_{\tau}\% = -\left(\frac{r_1}{r}\alpha_1 + \frac{r^2}{r^2 + X_0^2}\alpha_2\right)100\Delta T^{\circ}, \qquad (IX.56)$$

где α_1 и α_2 — температурные коэффициенты сопротивления обмоток статора и ротора.

Для компенсации температурных погрешностей применяются включение в обмотку возбуждения термисторов с отрицательным температурным коэффициентом сопротивления, автоматическое термостатирование, схемные методы — выбор температурнозави-

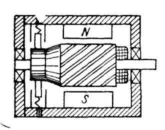


Рис IX 34. Тахогенератор постоянного тока

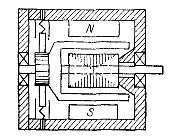


Рис IX 35 Тахогенератор постоянного тока с малоинерционным ротором

симой фазосдвигающей цепочки и опорного напряжения усилителя.

Приведенный анализ основных величин, характеризующих работу АТ показывает, что счетно-решающие АТ выполняются на повышенную частоту, имеют число пар полюсов, равное двум, обладают сравнительно небольшой крутизной э. д. с. генераторной обмотки 1—4 $\frac{мв}{об/мин}$ и малыми значениями ошибок от изменения скорости и температуры; демпфирующие тахогенераторы при малом выходном сопротивлении обладают значительно большей крутизной, имеют большие значения погрешности воспроизведения линейной зависимости э. д. с. от скорости и малые величины остаточных э. д. с. Технические данные некоторых типов АТ приведены в таблицах IX.4 и IX.5.

Тахогенераторы постоянного тока. В качестве тахогенераторов постоянного тока применяются обычно двухполюсные машины с электромагнитным или магнитоэлектрическим возбуждением. С целью уменьшения зубцовых пульсаций потока ротор имеет скос паза на одно зубцовое деление (рис. IX.34); иногда обмотка ротора выполняется в непроводящем пластмассовом стакане, вращающемся в воздушном зазоре между полюсами и внутренним магнитопроводом, рис. IX.35.

Для идеализированного тахогенератора постоянного тока выходное напряжение U_0 линейно зависит от скорости вращения ротора n

$$U_0 = c\Phi \frac{n}{1 + \frac{r_я}{R_н}},$$

где $r_я$ — сопротивление цепи якоря;
$R_н$ — сопротивление нагрузки;
Φ — магнитный поток.

В действительности вследствие реакции якоря и коммутационных токов, а также падения напряжения под щетками выходная характеристика реального тахогенератора оказывается нелинейной. Поэтому погрешность воспроизведения линейной зависимости в выходной э. д. с. для тахогенераторов постоянного тока находится в пределах 0,5 — 2,0%, а для лучших образцов составляет около 0,25%. В табл. IX.6 приведены характеристики некоторых типов тахогенераторов постоянного тока.

Характеристики тахогенераторов постоянного тока, как и асинхронных тахогенераторов, чувствительны к изменениям температуры окружающей среды; это объясняется зависимостью магнитного потока от сопротивления обмотки возбуждения в тахогенераторах с электромагнитным возбуждением и температурной нестабильностью постоянных магнитов в магнитоэлектрических тахогенераторах. Для компенсации температурных погрешностей тахогенератора в цепь обмотки возбуждения включается цепочка, имеющая отрицательный температурный коэффициент сопротивления.

Преимущества тахогенератора постоянного тока:

не возникает проблем, связанных с фазовыми сдвигами вторичной э. д. с. и наличием остаточной э. д. с. при неподвижном роторе;

высокое значение крутизны выходной э. д. с. (10 — 20 *мв/об/мин*);

более простыми методами достигается компенсация температурных погрешностей.

Недостатки:

низкая надежность в работе вследствие наличия коллектора и щеток;

малый срок службы;

генерирование радиопомех, что требует создания специальных фильтров;

наличие коллекторных пульсаций в выходном напряжении;

меньшая точность воспроизведения линейной зависимости;

большее значение момента инерции ротора и тормозного момента на валу.

Вследствие этих недостатков в современных системах асинхронные тахогенераторы применяются чаще, чем тахогенераторы постоянного тока.

ТАБЛИЦА IX.6

Тахогенераторы постоянного тока

Основные технические данные	ГГ-1	ТГ-2	ГГП-1	ТГП-3	ТД-101	ТД-102	ТД-103
Напряжение возбуждения U_1 в *в*	106±5,3	51±2,5	—	—	110	110	110
Отклонение от линейной зависимости ε в %	$\leqslant\pm 1$%	$\leqslant\pm 1$%	$\leqslant\pm 0,5$	$\leqslant\pm 0,5$	—	—	—
Средняя температурная погрешность на 1° С при номинальной активной нагрузке в %	—	—	$\leqslant\pm 0,08$	$\leqslant\pm 0,04$	—	—	—
Номинальная активная нагрузка R_{HN} в *ом*	—	—	3000	10 000	—	—	—
Максимальная скорость вращения двухсторонняя n_0 в *об/мин*	1100	2400	7000	9 000	1500	1500	1500
Выходное напряжение при максимальной скорости вращения U_2 в *в*	—	—	35 42	—	—	—	—
Крутизна характеристики выходного напряжения при номинальной активной нагрузке *u* в *в*	**96,4**	21,3	5 *в* на 1000 *об/мин*	4 *в* на 1000 *об/мин*	73,4	73,4	73,4
Несимметричность выходного напряжения при правом и левом вращении ΔU в %	—	—	$\leqslant 1$	$\leqslant 0,5$	—	—	—
Статический момент трения якоря $M_{тр} \times 10^4$ *н·м*: при нормальных условиях; при температуре —60° С	—	—	$\leqslant 20$; $\leqslant 40$	$\leqslant 15$; $\leqslant 20$	—	—	—
Габариты в *мм*: диаметр корпуса $D_к$; длина с выходными концами вала $L_к$	$85X_3$; 120	$70X_3$; 104	32; 67,5	25; 46	$50X_3$; 96	$50X_3$; 96	$50X_3$; 96

12. Управляемые двигатели

В приборных следящих системах и исполнительных устройствах применяются управляемые двигатели двух типов: двухфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором и двигатели постоянного тока с электромагнитным или магнитоэлектрическим возбуждением. Как элементы автоматики управляемые двигатели характеризуются следующими величинами:

потребляемые значения мощности и тока в пусковом и номинальном режимах;

значение пускового момента и скорость холостого хода Ω_0 при номинальном управляющем напряжении;

момент трогания и соответствующее ему напряжение трогания обмотки управления;

механические и регулировочные характеристики; степень нелинейности механической характеристики;

коэффициент внутреннего демпфирования $\left(F = \frac{M_n}{\Omega_0}\right.$ для линейной механической характеристики);

момент инерции ротора J_p;

коэффициенты управления двигателем по моменту $k_м$, скорости k_Ω и ускорению k_ε;

электромеханическая постоянная времени τ;

максимальное значение ускорения на инерционной нагрузке при редукторе с оптимальным передаточным отношением $\sqrt{\frac{J_н}{J_p}}$.

Рассмотрим некоторые особенности работы, конструкции и характеристик указанных выше двух типов управляемых двигателей.

Двухфазные управляемые двигатели с короткозамкнутым ротором. Принципиальная электрическая схема двигателя приведена на рис. IX.36. На статоре двигателя располагаются две распределенные обмотки, сдвинутые в пространстве на 90 электрических градусов относительно друг друга. Обмотка возбуждения постоянно включена в сеть переменного тока. На обмотку управления подается электрический сигнал в виде изменения амплитуды управляющего напряжения или его фазы только в том случае, если двигатель необходимо привести во вращение. Для того чтобы при подаче сигнала на обмотку управления возник вращающий момент двигателя, напряжения $\dot{U}_в$ и $\dot{U}_y$ должны быть сдвинуты по фазе. Этот сдвиг по фазе достигается в системе управления двигателем или путем включения в обмотку возбуждения емкостного делителя (рис. IX.37). Для удобства согласования обмотки управления с выходными каскадами усилителей ее часто выполняют в виде двух одинаковых частей.

Управление двигателем может осуществляться тремя методами: амплитудным, фазовым и амплитудно-фазовым. За величину

В настоящее время применяются электрические и пневматические исполнительные элементы. Электрические элементы можно разделить на электромагнитные, магнитоэлектрические, ферродинамические, индукционные и управляемые электродвигатели. Индукционные исполнительные элементы и электродвигатели подробно рассматриваются в гл. IX.

6. Пневматические исполнительные элементы

Пневматические исполнительные элементы обычно применяются в качестве стабилизирующих двигателей. Этому способствуют следующие их свойства: возможность получения значительных усилий при небольших размерах, возможность использования без редуктора, высокое быстродействие, линейность характеристики.

Для того чтобы уменьшить утечки воздуха, в конструкциях пневматических стабилизирующих двигателей предусматриваются уплотнения. Они вызывают значительные силы трения в подвижных элементах двигателей, создавая дополнительные нагрузки на оси

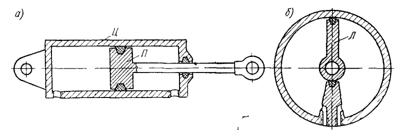


Рис V 13. Пневматические исполнительные элементы: *а* — с поступательным движением поршня, *б* — с вращательным движением поршня

гироскопического устройства. Кроме того, возникают известные трудности при подведении пневмопитания.

Схема пневматического исполнительного элемента приведена на рис. V. 13, *а*. Поршень *П* через систему тяг соединяется с осью стабилизации гиростабилизатора. Цилиндр *Ц* укреплен либо на корпусе, либо на кардановом кольце прибора. Питание исполнительный элемент получает от пневматического датчика (см. п. 2 гл. VIII). Чаще всего для этого используются струйные трубки, перемещаемые электромагнитным или магнитоэлектрическим датчиком моментов. При отклонении струйной трубки от среднего положения в полостях исполнительного механизма возникает перепад давления Δp и исполнительный механизм прикладывает к гироскопическому устройству усилие

$$F = S\Delta p,$$

где S — площадь поршня.

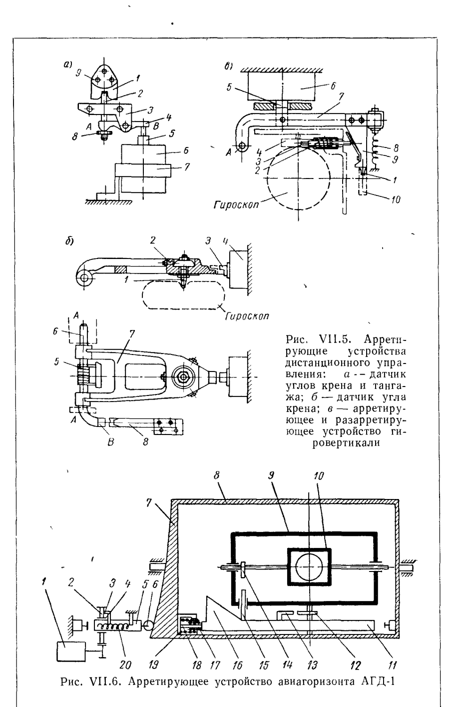


Рис. VII.5. Арретирующие устройства дистанционного управления: *а* — датчик углов крена и тангажа; *б* — датчик угла крена; *в* — арретирующее и разарретирующее устройство гировертикали

Рис. VII.6. Арретирующее устройство авиагоризонта АГД-1

Динамические постоянные двигателя, определяющие его свойства при работе в переходных режимах, находятся из следующих выражений (для амплитудного способа управления)

$$F = \frac{M_{nN}}{\Omega_0}, \quad k_M = \frac{M_{nN}}{U_{yN}}, \quad k_\Omega = \frac{k_M}{F},$$

$$k_\varepsilon = \frac{k_M}{J_p}, \quad \tau = \frac{J_p}{F} = \frac{J_p \Omega_0}{M_{nN}}.$$

Следует отметить, что при малых управляющих сигналах крутизна механической характеристики в два раза меньше, чем при $\lambda = 1$, поэтому динамическая постоянная K_Ω и постоянная времени τ будут в два раза больше, чем при номинальном управляющем напряжении.

Управляемые двигатели с полым немагнитным ротором по устройству совершенно аналогичны асинхронным тахогенераторам с обмотками на внешнем магнитопроводе (рис. IX.32). Двигатели этого типа имеют значительно меньшие по сравнению с двигателями типа «беличья клетка» моменты инерции ротора при относительно большом диаметре расточки, что позволяет при больших габаритах машин ($D_k > 60$ *мм*) получить лучшие характеристики по быстродействию, моменту на ватт потребляемой мощности и т. п. Кроме того, двигатели с полым немагнитным ротором могут быть выполнены с малым значением напряжения трогания, так как они не имеют зубцовых реактивных моментов, присущих двигателям с ротором типа «беличья клетка».

Расчет механических характеристик, полезной мощности, а также динамических постоянных проводится по приведенным выше формулам для управляемых двигателей с ротором типа «беличья клетка».

Управляемые двигатели с полым ротором применяются в относительно мощных электроприводах с полезной мощностью более 5 — 8 *вт* и в прецизионных системах, в которых требуется вращение вала с малыми ползучими скоростями.

Управляемые двигатели с ферромагнитным омедненным ротором в силу малого быстродействия и худших энергетических показателей применяются весьма ограниченно.

В табл. IX.7 приведены некоторые данные двухфазных управляемых двигателей с короткозамкнутым ротором типа «беличья клетка» и полым немагнитным ротором.

Управляемые двигатели постоянного тока. Управляемые двигатели постоянного тока малой мощности выполняются в виде двухполюсных электрических машин постоянного тока, которые по своему устройству аналогичны обычным электрическим машинам подобного типа. С целью уменьшения момента инерции ротора и реактивных моментов при пуске якорь двигателя имеет малый диаметр и выполнен со скосом паза на одно зубцовое деление. В зависимости от способа возбуждения различают три типа управляемых

ТАБЛИЦА IX.7

Асинхронные управляемые двигатели

Обозначение асинхронного управляемого двигателя	Частота f в *гц*	Напряжение в *в*		Номинальная мощность P_{2N} в *вт*	Пусковой момент $M_n \cdot 10^4$ *н · м*	Потребляемая мощность при пуске P_1 в *вт*	Напряжение трогания $U_{тр}$ в *в*	Скорость холостого хода n_o в *об/мин*	Момент инерции ротора $J_p \cdot 10^7$ в *кг · м²*	Электромеханическая постоянная времени T в *м · сек*	Потребляемый ток в *а*		Емкость в цепи возбуждения C в *мкф*	Габариты в *мм*	
		возбуждения $U_в$	управления U_y								обмотки возбуждения $I_в$	обмотки управления I_y		Диаметр корпуса $D_к$	Длина с выходными концами вала $L_к$
АД-50	400	40	40 или 24	3,5	210	20	1	5000	6	16	—	—	—	50	68,5
АД-40				2,5	150	16			5	15	—	—	—	40	59,5
АД-32				1,7	77	11		7000	1	10	—	—	—	32	52
АД-25				0,9	40	7		6500	1	20	—	—	—	25	49
АД-20		24	24	0,3	13	5	0,6	6000	0,3	15	—	—	—	20	39
АДИ-50		40	40 или 24	3,3	210	20	1	4500	10	22	—	—	—	50	102
АДИ-40				2,2	150	16			10	25	—	—	—	40	93
АДИ-32				1,7	77	11		6500	2	20	—	—	—	32	79
АДИ-25				0,8	40	7		6000	2	30	—	—	—	25	71
АДИ-20		24	24	0,3	13	5	0,6	5500	0,7	13	—	—	—	20	65,5
ЭМ-0,5		115	115	—	40	—	2	2000	2,1	25	0,16	0,035	0,25	42	73
ЭМ-1				—	65	—			2,5	30	0,25	0,055	0,3	42	80
ЭМ-2				—	170	—			13,5	35	0,35	0,11	0,5	55	90
ЭМ-4А			50	—	280	—	1,5		23	40	0,5	0,16	0,75	65	95
ЭМ-8				—	450	—			35	45	0,9	0,42	1,8	75	116
ЭМ-15				—	600	—	1	4000	145	100	1,2	0,65	2,5	75	136
ЭМ-25				—	760	—					1,3	0,85	3	95	141

12. Управляемые двигатели

В приборных следящих системах и исполнительных устройствах применяются управляемые двигатели двух типов: двухфазные асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором и двигатели постоянного тока с электромагнитным или магнитоэлектрическим возбуждением. Как элементы автоматики управляемые двигатели характеризуются следующими величинами:

потребляемые значения мощности и тока в пусковом и номинальном режимах;

значение пускового момента и скорость холостого хода Ω_0 при номинальном управляющем напряжении;

момент трогания и соответствующее ему напряжение трогания обмотки управления;

механические и регулировочные характеристики; степень нелинейности механической характеристики;

коэффициент внутреннего демпфирования $\left(F = \frac{M_n}{\Omega_0}\right.$ для линейной механической характеристики);

момент инерции ротора J_p;

коэффициенты управления двигателем по моменту $k_м$, скорости k_Ω и ускорению k_ε;

электромеханическая постоянная времени τ;

максимальное значение ускорения на инерционной нагрузке при редукторе с оптимальным передаточным отношением $\sqrt{\frac{J_н}{J_p}}$.

Рассмотрим некоторые особенности работы, конструкции и характеристик указанных выше двух типов управляемых двигателей.

Двухфазные управляемые двигатели с **короткозамкнутым ротором.** Принципиальная электрическая схема двигателя приведена на рис. IX.36. На статоре двигателя располагаются две распределенные обмотки, сдвинутые в пространстве на 90 электрических градусов относительно друг друга. Обмотка возбуждения постоянно включена в сеть переменного тока. На обмотку управления подается электрический сигнал в виде изменения амплитуды управляющего напряжения или его фазы только в том случае, если двигатель необходимо привести во вращение. Для того чтобы при подаче сигнала на обмотку управления возник вращающий момент двигателя, напряжения $\dot{U}_в$ и $\dot{U}_у$ должны быть сдвинуты по фазе. Этот сдвиг по фазе достигается в системе управления двигателем или путем включения в обмотку возбуждения емкостного делителя (рис. IX.37). Для удобства согласования обмотки управления с выходными каскадами усилителей ее часто выполняют в виде двух одинаковых частей.

Управление двигателем может осуществляться тремя методами: амплитудным, фазовым и амплитудно-фазовым. За величину

Продолжение табл. IX.7

Обозначение асинхронного управляемого двигателя	Частота f в *гц*	Напряжение в *в*: возбуждения $U_в$	Напряжение в *в*: управления $U_у$	Номинальная мощность P_{2N} в *вт*	Пусковой момент $M_n \cdot 10^4$ *н·м*	Потребляемая мощность при пуске P_1 в *вт*	Напряжение трогания $U_{Тр}$ в *в*	Скорость холостого хода n_0 в *об/мин*	Момент инерции ротора $J_p \cdot 10^7$ в *кг·м²*	Электромеханическая постоянная времени T в *м·сек*	Потребляемый ток в *а*: обмотки возбуждения $I_в$	Потребляемый ток в *а*: обмотки управления $I_у$	Емкость в цепи возбуждения C в *мкф*	Габариты в *мм*: Диаметр корпуса $D_к$	Габариты в *мм*: Длина с выходными концами вала $L_к$
ЭМ-8МТ	400	115	80	—	320	—	1	4000	21	30	0,5	0,8	0,8	65	100
РЭМ-3-7			50	—	—	—	—	8	20	160		0,24	0,7	66	134
ДКМ-0,16-12		36	36	—	7	—		4000	0,15	15	0,18	0,2	1,3	20	46
ДКМ-0,4-12				—	15	—		5000	0,6	20	0,2	0,2	1,2	25	56
ДКМ-1-12		115		—	45	—			1,76	25	0,16	0,25	0,2	32	60
ДКМ-2,5-12				—	90	—		5500	4,7	30	0,25	0,45	0,3	40	80
ДКМ-6-12				—	160	—			19	40	0,35	0,55	0,5	50	98
ДКМ-16-12			80	—	420	—			58	50	0,85	0,75	1,4	60	115
ДКМ-25-12				—	500	—		6100	106	100	0,6	0,7	1,2	80	130
ДКМ-40-12				—	600	—		8000	160	150	1,2	0,85	2		150
ДКМ-100-12				—	1400	—			530	350	2,2	1,8	3	100	188
ДКМР-1-20		36	24	—	—	—		20 ± 2,4	5	20	0,5	0,35	2	40	112
ДКМР-1-50				—	—	—		50 ± 6	5	20	0,5	0,35	2		112
ДИД-0,5			10/36	0,5	2,5	5	0,5	6000/13000	5	160/140	—	—	—	22	43
ДИД-1А				1	15	—	—	18000	0,67	80	0,21	0,13	—	33,2	57
ДИД-2А			30	2	32	—	—	18000	0,92	55	0,40	0,23	—	33,2	69
ДИД-3А				2,5	80	—	—	8000	2,5	35	0,70	0,40	—	48,3	72,5
ДИД-5А				4,5	180	—	—	6000	29,0	90	0,85	0,50	—	60,3	100
ДИД-0,1ТА				0,1	2,6	—	—	12000	0,3	140	0,08	0,07	—	18,7	38,5
ДИД-0,5ТА				0,4	7	—	—	14000	0,55	80	0,15	0,135	—	22,2	43,1

Продолжение табл IX.7

Обозначение асинхронного управляемого двигателя	Частота f в *гц*	Напряжение в *в*: возбуждения $U_в$	Напряжение в *в*: управления $U_у$	Номинальная мощность P_{2N} в *вт*	Пусковой момент $M_п \cdot 10^4$ *н·м*	Потребляемая мощность при пуске P_1 в *вт*	Напряжение трогания $U_{тр}$ в *в*	Скорость холостого хода n_0 в *об/мин*	Момент инерции ротора $J_р \cdot 10^7$ в *кг·м²*	Электромеханическая постоянная времени T в *м·сек*	Потребляемый ток в *а*: обмотки возбуждения $I_в$	Потребляемый ток в *а*: обмотки управления $I_у$	Емкость в цепи возбуждения C в *мкф*	Габариты в *мм*: Диаметр корпуса $D_к$	Габариты в *мм*: Длина с выходными концами вала $L_к$
ДИД-0,6ТА	400	36	30	0,6	10	—	—	16000	1,0	110	0,20	0,13	—	26	46,3
ДИД-1ТА				1	16	—	—	18000	0,8	80	0,25	0,145	—	33,2	57
ДИД-2ТА				2	34	—	—	18000	0,9	55	0,40	0,23	—	33,2	69
ДИД-3ТА				3	90	—	—	8000	2,5	25	0,70	0,47	—	48,3	73
ДИД-5ТА				5	220	—	—	6000	25,0	75	1,2	0,50	—	60,3	101
ДИД-10ТА				9	280	—	—	8000	40,0	120	1,4	0,75	—	60	118
ДИД-0,6ТЧ	1000			0,5	9	—	—	15000	1,0	160	0,23	0,15	—	26	45,5
ДИД-1ТЧ				1	14	—	—	20000	0,8	100	0,35	0,23	—	33	54,5
ДИД-2ТЧ				1,7	27	—	—	20000	0,9	65	0,44	0,30	—	33	68,5
АДП-0,23Б	400	110	110	4	80	10	3	6000	—	—	0,14	0,21	0,30	$40X_3$	80
АДП-0,23Б	500	110	110	4,3	75	12	3	7000	—	—	0,14	0,20	0,25		
АДП-0,24Н	1000	40	40	4,5	105	31	—	8000	—	—	1,65	0,85	—		
АДП-1	500	90	170	6,2	145	34	—	13800	—	80	—	—	—	$50X_3$	
АДП-123Б	400	110	110	8,9	170	26	2,5	6000	—	—	0,27	0,23	0,5		90
АДП-124Б	1000	110	110	15	190	37	2	12000	—	—	0,4	0,65	0,25		90
АДП-263А	500	36	275	24,7	600	52	3	6000	—	—	1,6	0,55	3,9	$70X_3$	122,5
АДП-362	50	110	125	19	1700	45	3	1950	—	—	0,6	0,65	6,5	$85X_3$	135,35
АДП-563А	500	36	220	62	1200	105	4	6000	—	—	3,4	0,75	13	$108X_3$	183
ДРК-627	400	30	60	1,2	81	—	—	3000	—	—	—	—	—	—	—
ДМ-2,5		36	30	2,5	110	—	1	5800	12	66	—	—	—	32	—
ДМ-1				1,0	40	—			2	30	—	—	—	25	—
ДМ-0,4				0,4	20	—			0,8	24	—	—	—		—

двигателей: с независимым электромагнитным возбуждением, с магнитоэлектрическим возбуждением, с последовательным возбуждением.

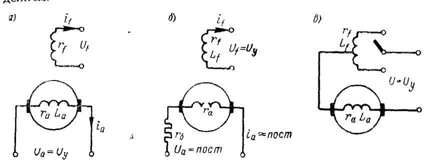


Рис. IX.39. Методы управления двигателями постоянного тока: *а* — якорное, *б* — полюсное, *в* — последовательное

Управление двигателями осуществляется следующими методами.

1. Для двигателей с электромагнитным и магнитоэлектрическим возбуждением за счет изменения тока якоря (якорное управление, рис. IX.39, *а*).

2. Для двигателей с электромагнитным возбуждением — путем изменения напряжения возбуждения (полюсное управление,

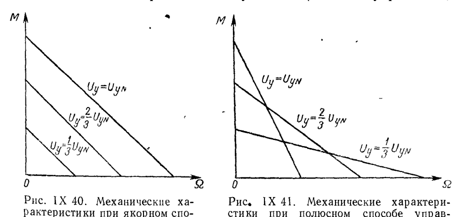


Рис. IX 40. Механические характеристики при якорном способе управления

Рис. IX 41. Механические характеристики при полюсном способе управления

рис. IX.39, *б*). Для поддержания постоянным тока в цепи якоря i_a включается балластное сопротивление $r_б$.

3. Для двигателей с последовательным возбуждением — путем изменения магнитного потока и тока якоря (рис. IX.39, *в*).

Наиболее распространен якорный способ управления, механические характеристики которого приведены на рис. IX.40. В тех

ТАБЛИЦА IX.8

Управляемые двигатели постоянного тока

Обозначения	Напряжение питания в $в$		Потребляемый ток в $а$		Номинальный нагрузочный момент $M_н \cdot 10^4$ в $н \cdot cм$	Номинальная мощность P_{2N} в $вт$	Номинальная скорость вращения n_N в $об/мин$	Момент инерции ротора $J_p \cdot 10^7$ в $кгм^2$	Электромеханическая постоянная времени T (не более) в $м \cdot сек$	Нелинейность регулировочной характеристики (не более) в %	Напряжение трогания $U_{Tр}$ (не более) в $в$	Габариты в $мм$	
	обмотки якоря U_a	обмотки возбуждения U_f	обмоткой якоря I_a (не более)	обмоткой возбуждения I_f (не более)								диаметр корпуса $D_к$	длина с выходными концами вала $L_к$
СД-10А				0,5	330	10		—		5		$40C_3$	108
СД-10В			0,7	1				0,04	20	5		$40C_3$	98
СД-10Л				—			6000±600	0,043		—		$40C_3$	98
СД-20	60	27 ± 2,7		1,1	325	20		0,128	11		3	52,5	114
СД-75				1,2				0,405	10,3			62,5	130
СД-75Б			2					0,45	20			62,5	131
СД-75В	50 ± 5	70 ± 5	2,5	0,7	975	75	7500±525	—	—		5	78	136
СД-75Д	27 ± 2,7		6	1,3				0,45	30			62,5	135
ИД-150				—	2000	150	7500±750	0,806	33	5		88	
СД-150		27 ± 2,7	4	1,2	1950	150	7500±750	1,93	38			78	159
СД-250А			6,5	1,2	4000	250	6000±500	4,1	50			101	215
ИД-350	60	Постоянный магнит	8,5	—	4500	350		3,75	80		3	91	185
ИД-500			12	—	6500	500	7500±750	6,75	130			101	220
СДВ-150			3,5	0,7	1950	—		0,93	30	—		81	238
СД-8	27	27 ± 2,7		—	—	8	5500±6000		—	—		$40C_4$	90,6
СД-75А	60			—	—	75	7500±525		—	—		62,5	120

случаях, когда необходимо получение больших значений пускового момента, целесообразно применение управляемых двигателей с последовательным возбуждением. Характеристики двигателей в этом случае принципиально нелинейны.

Полюсный метод управления применяется при ограниченной мощности управления. Механические характеристики двигателя при полюсном управлении имеют различную крутизну и приведены на рис. IX.41.

Передаточные функции управляемых двигателей при различных методах управления имеют вид [141]:

при якорном управлении

$$k(p) = \frac{k_D/r_a}{p\left(J_p p + \frac{k_D^2}{r_a} + f_\Omega\right)},$$

где $k_D = \frac{E_a}{\Omega}$; f_Ω — коэффициент трения;

при полюсном управлении

$$k(p) = \frac{\frac{k'_D U_a}{r_a r_f}}{p^3 \frac{L_f}{r_f} J_p + p^2 \left(J_p + \frac{L_f}{r_f} f_\Omega\right) + p f_\Omega},$$

где $k'_D = \frac{E_a}{i_{f\Omega}}$;

для двигателя с последовательным возбуждением

$$k(p) = \frac{\frac{k_1}{r_a + r_f}}{\frac{L_a + L_f}{r_a + r_f} J_p p^3 + \left[J_p + f_\Omega \frac{L_a + L_f}{r_a + r_f}\right] p^2 + p\,(f_\Omega - k_2)},$$

где $k_1 = \frac{dM}{di}$, $k_2 = \frac{dM_2}{d\,\Omega}$.

В табл. IX.8 приведены технические данные управляемых двигателей постоянного тока.

ГЛАВА X

СЛЕДЯЩИЕ СИСТЕМЫ В ГИРОСКОПИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВАХ

В данной главе рассматриваются только те виды следящих систем, которые по своему назначению являются элементами гироскопического устройства и по расчету которых в литературе последних лет отсутствует материал, систематизированный до простых инженерных методов.

1. Автоматические системы в гироскопических устройствах

Современные гироскопические устройства, предназначенные для целей навигации или стабилизации, как правило, представляют собой весьма сложные электромеханические системы. В таких системах, помимо гироскопа, имеются дополнительные автоматические устройства, необходимые для повышения общей точности работы гироскопического прибора. К ним относятся все виды корректирующих устройств, стабилизирующие устройства силовых гироскопов (гирорам), следящие системы и т. п.

Эти системы автоматического регулирования можно разделить на две группы. К первой группе относятся те из них, в которых гироскоп включен в замкнутую цепь регулирования, ко второй группе — следящие системы, в которых гироскоп является лишь задающим устройством и не входит в замкнутую цепь системы регулирования.

Примерами систем первой группы могут служить: гироскопическая рама (рис. X.1, *а*), гироскоп с межрамочной коррекцией (рис. X.1, *б*), гироскопический тахометр с приводом на нуль (рис. X.1, *в*) и др. Все они являются системами стабилизации заданного положения гироскопа. В первых двух приборах (рис. X.1, *а*, *б*) стабилизация производится относительно наружной оси *СС* в пространстве, в третьем (рис. X.1, *в*) — относительно внутренней оси *ВВ* корпуса прибора. Необходимо отметить, что в первых двух случаях осуществляется так называемая жесткая стабилизация, заключающаяся в непосредственной компенсации внешнего возмущающего момента либо моментом стабилизирующего *СДв*, либо моментом корректирующего *КДв*. В гиротахометре же стаби-

лизация его положения по отношению к корпусу прибора осуществляется двигателем *Дв* через пружины *f*, момент упругих сил которых компенсирует гироскопический момент, возникающий в системе при вращении основания *.

К первой группе относятся также корректирующие устройства с чувствительным элементом в виде маятника (см. рис. V.5) или магнитной стрелки (см. рис. VIII.23), которые также являются системами стабилизации положения главной оси гироскопа в определенном направлении по отношению к плоскости горизонта или ме-

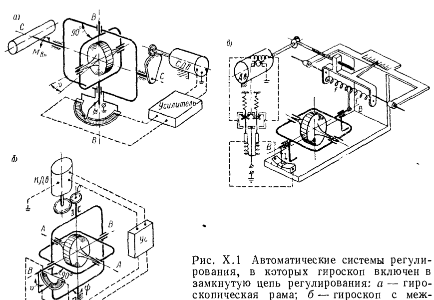


Рис. X.1 Автоматические системы регулирования, в которых гироскоп включен в замкнутую цепь регулирования: *а* — гироскопическая рама; *б* — гироскоп с межрамочной коррекцией, *в* — гиротахометр с приводом на нуль

ридиана. Однако по характеру работы они несколько отличаются от схем, рассмотренных выше. В данном случае стабилизация положения гироскопа осуществляется не по отношению к заданному направлению истинной вертикали или плоскости магнитного меридиана, а по отношению к положению маятника или магнитной стрелки. Под влиянием внешних возмущений маятник и магнитная стрелка непрерывно отклоняются от заданных направлений и корректирующие устройства воспроизводят не фактические, а осредненные их положения. Подобные гироскопические устройства с коррекцией характеризуются малой скоростью слежения, что обеспечивает осреднение и сглаживание величины перемещений чувствительного элемента, передаваемой на гироскоп.

* Подробнее о работе указанных приборов **см. [86; 88].**

Примеры систем второй группы: следящая система в электромеханическом устройстве для нивелирования оси гироскопа направления (рис. Х.2, *а*), следящая система для совмещения оси подвеса маятника с внутренней осью подвеса гирокамеры в наружном кольце гирокомпаса (рис. Х.2, *б*) и следящая система для обеспечения нормальной работы токопередающего устройства гироскопа направления с помощью гибких проводников (рис. Х.2, *в*).

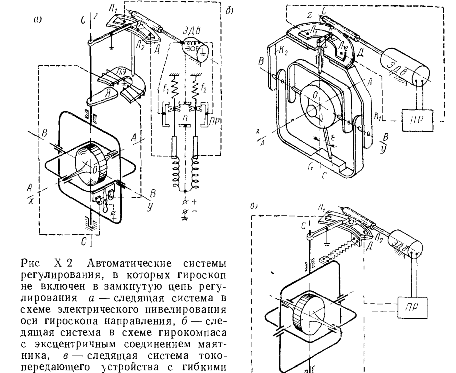


Рис. Х.2. Автоматические системы регулирования, в которых гироскоп не включен в замкнутую цепь регулирования: *а* — следящая система в схеме электрического нивелирования оси гироскопа направления, *б* — следящая система в схеме гирокомпаса с эксцентричным соединением маятника, *в* — следящая система токопередающего устройства с гибкими проводниками в гироскопе направления

Необходимость следящей системы в схеме, показанной на рис. Х.2, *а*, вызвана требованием согласования якоря *Я*, закрепленного на наружном кольце гироскопа, с положением поворотных электромагнитов *ПЭ* независимо от ориентации наружного кольца гироскопа в пространстве. Якорь *Я* все время должен занимать симметричное положение между двумя поворотными электромагнитами. С этой целью сердечники поворотных электромагнитов закрепляются на диске *Д* следящей системы, который может свободно вращаться от электродвигателя *ЭДв* вокруг оси *СС*. На этом же диске устанавливаются контактные полукольца (ламели) $Л_1$

и $Л_2$, разделенные изоляционным промежутком. Контактная щетка r*, скользящая по ламелям, закрепляется на оси CC и поэтому связана в движении с якорем $Я$. Вращение гироскопа вокруг оси CC вызывает замыкание щетки r с одной из ламелей $Л_1$ или $Л_2$, в результате чего соответствующий электромагнит промежуточного реле $ПР$ оказывается под напряжением. Промежуточное реле срабатывает и один из подвижных контактов n из верхнего положения, в котором он удерживается с помощью пружины f, перемещается в крайнее нижнее положение. Включается электродвигатель и посредством червячной передачи поворачивает диск $Д$ так, чтобы щетка r снова заняла нейтральное положение между ламелями $Л_1$ и $Л_2$. В нейтральном положении контактного устройства двигатель отключается, а оси симметрии якоря $Я$ и башмаков поворотного электромагнита $ПЭ$ совмещаются независимо от положения наружного кольца гироскопа.

Аналогичная следящая система (рис. X.2, *б*) применяется в гирокомпасе [86]. Это необходимо потому, что для обеспечения затухания колебаний гирокомпаса в плоскости меридиана маятник G должен быть закреплен не на гирокамере, а на специальных кронштейнах K_1 и K_2, смонтированных на диске $Д$. Ось подвеса маятника G при этом должна постоянно совмещаться с осью BB подвеса гирокамеры, что и обеспечивается с помощью следящей системы.

Следящая система используется также в тех случаях, когда в гироскопических приборах с неограниченным углом поворота гироскопа относительно корпуса прибора применяются гибкие проводники, как, например, в гироскопе направления (рис. X.2, *в*). Как видно на схеме, концы гибких проводников закрепляются не на корпусе прибора, а на диске $Д$ следящей системы. Вращение диска $Д$ осуществляется в таком направлении, чтобы щетка r, скользящая по ламели $Л_1$ или $Л_2$, все время стремилась занять положение между ламелями. Благодаря этому гибкие проводники предохраняются от закручивания, и момент, создаваемый ими, остается в пределах допустимых величин.

Следящие системы могут быть использованы для дистанционной передачи показаний гироскопа и для усиления снимаемых с гироскопа моментов. В последнем случае, как показано на рис. X.3, съем показаний производится не непосредственно с оси CC, а с диска $Д$ следящей системы. Перемещение закрепленной на оси CC гироскопа щетки r по ламелям $Л_1$ и $Л_2$, установленным на диске $Д$, требует весьма незначительного момента. Диск же $Д$ следящей системы, повторяя движение гироскопа вокруг оси CC, может преодолевать уже значительные моменты сопротивления. Подбирая соответствующие по мощности электродвигатель $ЭДв$ и релейное

* В гироскопических системах вместо контактного устройства, представленного на рисунках схематично в виде щетки r и контактных полуколец $Л_1$ и $Л_2$, часто применяют потенциометрические датчики или бесконтактные индуктивные датчики.

устройство $Пр$, можно этот момент всегда сделать вполне достаточным для передачи показаний гироскопических устройств на вход автопилотов, авторулевых, счетнорешающих устройств и т. п.

Особенно большое значение в современном гироскопическом приборостроении следящие системы приобретают в связи с появлением поплавковых гироскопов с тремя степенями свободы. В этих приборах к точности следящих систем предъявляют особенно высокие требования, так как от их точности непосредственно зависит точность работы самого гироскопического устройства.

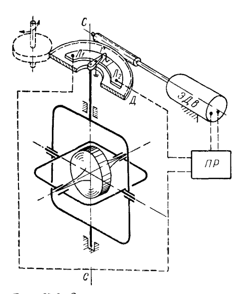


Рис. X.3. Следящая система как усилитель мощности выходной величины гироскопа

Для выяснения принципиальных различий между описанными выше разновидностями систем автоматического регулирования воспользуемся их функциональными схемами. Последние, как известно [94], позволяют весьма наглядно изображать взаимодействие между отдельными элементами любой автоматической системы.

Гироскопическую раму * (рис. X.1, *а*) и гироскоп с межрамочной коррекцией (рис. X.1, *б*) правильнее отнести к виду систем стабилизации. Работа этих систем регулирования основана на сохранении взаимного углового положения рамок карданова подвеса. Действительно, при нарушении перпендикулярности между рамками карданова подвеса (что может произойти либо при повороте основания гироскопа вокруг оси BB, либо в результате действия моментов внешних сил или трения по оси CC) возникает момент корректирующего $КДв$ (или стабилизирующего $СДв$) двигателя, пропорциональный величине отклонения рамок $\Delta\vartheta = \vartheta_0 - \vartheta$. Гироскоп при этом прецессирует до тех пор, пока отклонение $\Delta\vartheta$ не станет равным нулю или определенной величине $\Delta\vartheta_{ст}$, необходимой для компенсации момента внешних сил (или трения) по оси CC. Начальный угол ϑ_0, от которого измеряется отклонение ϑ, является вели-

* Систему одногироскопной рамы иногда представляют [8] как своеобразную систему слежения за внешним моментом $M_{вн}$, приложенным к оси стабилизации. При этом гироскоп рассматривается как чувствительный элемент, вырабатывающий управляющее воздействие, пропорциональное интегралу по времени от несбалансированного момента на оси стабилизации CC.

чиной постоянной и равной 0°, что соответствует взаимно перпендикулярному положению внутренней и внешней рамок гироскопа. Постоянство угла ϑ_0 и характеризует данные системы, как системы автоматической стабилизации. Описанное взаимодействие элементов гироскопических систем (рис. X.1, *а* и *б*) может быть представлено функциональной схемой (рис. X.4, *а*), составленной по типу систем автоматической стабилизации. В такой схеме измеритель угла от-

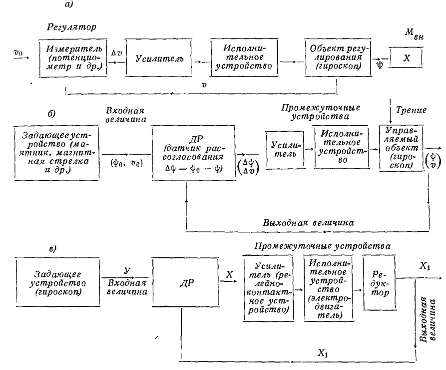


Рис. X.4. Функциональные схемы трех видов систем регулирования, отличающихся по роли гироскопа в них

клонения ϑ (например, потенциометр, следящий трансформатор и т. п.), усилитель и исполнительное устройство можно рассматривать как регулятор, а гироскоп — как объект регулирования. Той же функциональной схемой (рис. X.4, *а*) изображается взаимодействие между элементами системы гиротахометра с приводом на нуль (рис. X.1, *в*), хотя причина появления отклонений $\Delta\vartheta$ у этих приборов различна. В гиротахометре с приводом на нуль в отличие от гирорамы и гироскопа с межрамочной коррекцией угол поворота гироскопа вокруг оси *ВВ* возникает при появлении момента гироскопической реакции в результате воздействия угловой скорости поворота основания.

Если рассматривать в корректируемых гироскопических системах (см. рис. V.5 и VIII.23) маятник и магнитную стрелку как задающее устройство, формирующее входную величину, которую гироскоп стремится воспроизвести, то функциональную схему корректирующих устройств правильнее изобразить в виде следящей системы (рис. X.4, *б*). Выходной величиной системы может быть либо угол ψ, либо угол ϑ в зависимости от того, какая ось гироскопа корректируется. Входной же величиной является угол положения маятника или магнитной стрелки. Рассогласование между входной и выходной величинами измеряется специальным устройством *ДР*, датчиком рассогласования. Датчик *ДР* измеряет его величину и через усилитель и исполнительное устройство воздействует на гироскоп, сводя к нулю появившееся рассогласование. Таким образом, корректируемая ось гироскопа все время стремится воспроизвести положение маятника или магнитной стрелки.

Как видно из функциональных схем (рис. X.4, *а* и *б*), представляющих системы регулирования первой группы, гироскоп включен в замкнутую цепь регулирования и, следовательно, в уравнения движения таких систем должны войти уравнения движения самого гироскопа.

Функциональная схема следящих систем второй группы, воспроизводящих углы перемещения гироскопа по отношению к корпусу прибора, изображена на рис. X.4, *в*. В уравнения движения следящих систем этой группы уравнения движения гироскопа не войдут. Этим и объясняется тот факт, что характер работы систем первой и второй групп, а также подход к исследованию различны. Анализ работы систем первой группы сводится к исследованию уравнений динамики гироскопа совместно с уравнениями других элементов системы регулирования. Системы первой группы подробно освещены в литературе по вопросам теории гироскопических приборов и устройств [8, 18, 51, 88, 98, 100, 122 и др.].

В данной главе рассмотрены лишь системы второй группы, предназначенные, главным образом, для разгрузки чувствительного элемента гироскопической системы. Именно системы этой группы в практике гироскопического приборостроения называют следящими системами, выполняющими роль отдельного элемента гироскопического устройства.

2. Особенности следящих систем, используемых в гироскопических устройствах

Гироскоп в следящих системах второй группы является задающим устройством и, следовательно, не может влиять непосредственно на расчет параметров системы, поэтому в дальнейшем будет рассмотрена сама следящая система без гироскопа. На рис. X.5, *а* представлена ее общая принципиальная схема.

Входной величиной следящей системы является угол поворота выходной оси гироскопа с закрепленной на ней щеткой r, т. е. в зависимости от вида гироскопического прибора и согласно ранее принятым обозначениям это будет либо угол ψ поворота оси гироскопа CC (рис. X.5, *а*) либо угол ϑ. В дальнейшем входную величину следящей системы будем в обоих случаях обозначать через Y, не уточ-

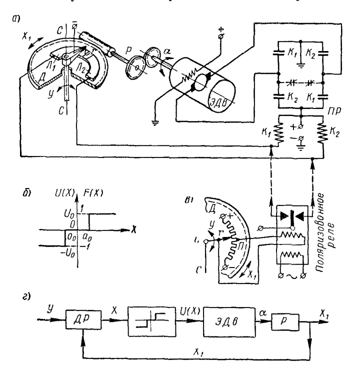


Рис X 5 Обобщенная принципиальная и функциональная схемы следящей системы

няя вид гироскопического прибора. Выходная величина следящей системы — угол X_1 поворота диска *Д*, кинематически связанного редуктором *Р* с электродвигателем *ЭДв*. Промежуточное реле * *ПР* в электрической цепи следящей системы служит усилителем, который вместе с контактным устройством, состоящим из щетки r и ламелей $Л_1$ и $Л_2$, составляет нелинейный элемент системы. Вид

* Выполнено в виде контакторов K_1 и K_2, соединенных в мостовую схему. При замыкании щетки r с одной из ламелей $Л_1$ или $Л_2$ срабатывает соответствующий контактор K_1 или K_2 и включает со стороны якоря электродвигатель постоянного тока с независимым возбуждением. Промежуточное реле *ПР* может быть конструктивно выполнено и другим образом, например, как показано на рис. X.2, *а*.

При перемещении ротора датчика на некоторый угол из нулевого положения поток в среднем стержне несколько уменьшается вследствие уменьшения общей проводимости и нарушения равенства проводимости левой и правой частей датчика. Однако, учитывая, что это изменение потока не оказывает существенного влияния на точность расчета датчика, можно вычислить значение амплитуд потоков в левом ($\Phi_л$) и правом ($\Phi_п$) стержнях при отклонении ротора на угол $\Delta\alpha$ по формулам

$$\Phi_{л_{\Delta\alpha}} = 0{,}4\pi A W_{\delta} \lambda_{л_{\Delta\alpha}};$$
$$\Phi_{п_{\Delta\alpha}} = 0{,}4\pi A W_{\delta} \lambda_{п_{\Delta\alpha}}.$$

Задавая различные значения угла поворота ротора датчика в пределах всего рабочего диапазона, следует вычислить для каждого угла соответствующие величины потоков $\Phi_л$ и $\Phi_п$.

Определение э. д. с. вторичной обмотки производится из выражения

$$E_2 = 4{,}44\,(\Phi_{л_{\Delta\alpha}} - \Phi_{п_{\Delta\alpha}})\, f w_2 \; в,$$

где w_2 — число витков каждой из половин вторичной обмотки.

Если при расчете требуется получить определенную величину чувствительности датчика, т. е. величину E_2 при повороте ротора на 1°, то число витков вторичной (выходной) обмотки определяется из выражения для E_2 как

$$w_2 = \frac{k}{4{,}44\,(\Phi_{л_{1^\circ}} - \Phi_{п_{1^\circ}})\, f},$$

где k — чувствительность (крутизна характеристики) датчика в *в/град*.

Затем производится проверка размещения вторичной обмотки при выбранном предварительно диаметре провода.

Если же при расчете датчика требуется получить максимальную чувствительность, то число витков и диаметр провода выбираются из условия размещения вторичной обмотки и при этом числе витков подсчитывается чувствительность. По вычисленным значениям E_2 строится графическая зависимость $E_2 = f(\alpha)$.

При отклонении ротора датчика из симметричного относительно статора положения изменяется суммарная магнитная проводимость магнитной цепи, что приводит к появлению моментов, действующих на ротор датчика. Моменты такого рода иногда называют реактивными. Реактивный момент стремится установить ротор датчика в положение, при котором магнитная проводимость будет максимальной. Для датчиков, показанных на рис. VIII.17, *а*, *г*, *д*, такое положение соответствует симметричному расположению ротора относительно статора. Для датчиков, изображенных на рис. VIII.17, *б*, *в*, реактивный момент стремится сместить ротор из симметричного положения.

лизация его положения по отношению к корпусу прибора осуществляется двигателем *Дв* через пружины *f*, момент упругих сил которых компенсирует гироскопический момент, возникающий в системе при вращении основания *.

К первой группе относятся также корректирующие устройства с чувствительным элементом в виде маятника (см. рис. V.5) или магнитной стрелки (см. рис. VIII.23), которые также являются системами стабилизации положения главной оси гироскопа в определенном направлении по отношению к плоскости горизонта или ме-

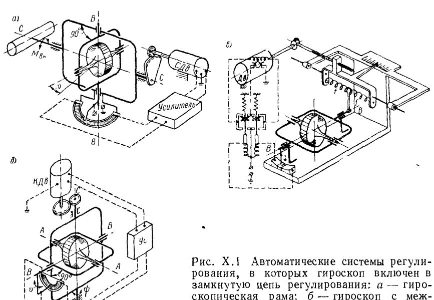


Рис. X.1 Автоматические системы регулирования, в которых гироскоп включен в замкнутую цепь регулирования: *а* — гироскопическая рама; *б* — гироскоп с межрамочной коррекцией, *в* — гиротахометр с приводом на нуль

ридиана. Однако по характеру работы они несколько отличаются от схем, рассмотренных выше. В данном случае стабилизация положения гироскопа осуществляется не по отношению к заданному направлению истинной вертикали или плоскости магнитного меридиана, а по отношению к положению маятника или магнитной стрелки. Под влиянием внешних возмущений маятник и магнитная стрелка непрерывно отклоняются от заданных направлений и корректирующие устройства воспроизводят не фактические, а осредненные их положения. Подобные гироскопические устройства с коррекцией характеризуются малой скоростью слежения, что обеспечивает осреднение и сглаживание величины перемещений чувствительного элемента, передаваемой на гироскоп.

* Подробнее о работе указанных приборов см. [86; 88].

3. Уравнения движения следящих систем

Прежде чем обратиться к составлению уравнений движения следящих систем, уточним условия работы системы и возможные для этих условий допущения.

Основной нагрузкой при работе следящих систем гироскопического устройства является инерционная нагрузка. В случае работы системы в схеме счетно-решающего устройства (рис. X.3) возможны значительные внешние усилия, пропорциональные скорости вращения следящей оси. К такому усилию можно отнести и вязкое трение, которое может быть в гироскопических приборах.

При выводе уравнений движения системы статической нагрузкой M_T на выходной оси можно пренебречь вследствие ее небольшой удельной величины. Сухим трением и зазором в элементах схемы также можно пренебречь. Последнее допущение не может сильно влиять на результат, так как качественно картину движения определяет релейный элемент системы с нелинейной характеристикой, изображенной на рис. X.5, *б*.

Все эти допущения не будут сильно влиять на результат решения, а вместе с тем позволят доступным путем получить расчетные выражения, пригодные для их практического использования.

Рассмотрим составление уравнений отдельных элементов системы.

Уравнение движения электродвигателя. Выведем его для электродвигателя с независимым возбуждением. Электродвигатель с независимым возбуждением получил широкое распространение в автоматике [137]. Особенно удобны в качестве привода малогабаритных следящих систем электродвигатели, в которых обмотка возбуждения заменена постоянным магнитом. Преимущества таких электродвигателей — малые габариты, простота устройства, управления и эксплуатации.

Управление двигателями с обмоткой возбуждения осуществляется либо по цепи возбуждения (рис. X.2, *а*), либо по цепи якоря (рис. X.5, *а*). Для последних остаются в силе преимущества, которые имеют двигатели с постоянным магнитом, поскольку при этом виде управления магнитный поток возбуждения Φ_0, как и в двигателе с постоянным магнитом, можно считать величиной постоянной ($\Phi_0 = \mathrm{const}$).

При управлении двигателем малой мощности через обмотку возбуждения двигатель работает устойчиво в очень узком диапазоне угловых скоростей и имеет гиперболическую зависимость оборотов α от тока возбуждения. Поэтому в следящих системах управление двигателем целесообразнее вести по цепи якоря, так как это может способствовать повышению точности системы. Для этого случая и составим уравнение двигателя.

Исходя из условия равенства моментов, действующих на двигатель, уравнение движения электродвигателя может быть записано в виде

$$M_{вр} = M_с + M_д, \qquad (X.1)$$

где $M_{вр}$ — вращающий момент электродвигателя в $н \cdot см$;

M_c — момент сопротивления, состоящий из момента $M_{ус}$, пропорционального угловой скорости, и момента статической нагрузки M_T, причем согласно вышеуказанным допущениям $M_{yc} = K_0 \frac{d\alpha}{dt}$ и $M_T \approx 0$;

$M_д$ — динамический момент инерции в $н \cdot см$; $M_д = J_0 \frac{d^2\alpha}{dt^2}$;

J_0 — момент инерции всех вращающихся масс в $н \cdot см \cdot сек^2$;

K_0 — коэффициент пропорциональности в $н \cdot см \cdot сек$;

α — угол поворота вала двигателя в *рад*.

Все моменты приведены к оси двигателя.

Электродвигатель работает в режиме реверсирования, т. е. в переходном режиме. Для произвольного момента времени уравнение движения электродвигателя согласно (X.1)

$$J_0 \frac{d^2\alpha}{dt^2} + K_0 \frac{d\alpha}{dt} = M_{вр}. \qquad (X.2)$$

Протекание электрических переходных процессов в обмотках электродвигателя описывается уравнением

$$U(X) = IR + C_e\Phi_0 \frac{d\alpha}{dt} + L\frac{dI}{dt}, \qquad (X.3)$$

где L — коэффициент самоиндукции в *гн*;

I — сила тока в якоре в *а*;

R — омическое сопротивление обмоток якоря в *ом*;

C_e — конструктивная постоянная электродвигателя при скорости вращения, выражаемой в *рад/сек*.

Из уравнения (X.3) следует, что напряжение питания $U(X)$ уравновешивается в переходном режиме падением напряжения на сопротивлении обмоток электродвигателя IR, противоэлектродвижущей силой $E = C_e\Phi_0 \frac{d\alpha}{dt}$, наведенной вследствие пересечения обмотки якоря магнитным потоком возбуждения Φ_0, и электродинамическими потерями (э. д. с. самоиндукции) $L\frac{dI}{dt}$.

Вращающий момент, развиваемый якорем электродвигателя за счет взаимодействия тока I в якоре с магнитным потоком возбуждения Φ_0

$$M_{вр} = K_м\Phi_0 I, \qquad (X.4)$$

где $K_м$ — конструктивная постоянная электродвигателя.

Из теории электрических машин известно, что

$$M_{вр} = \frac{P_1 N_1}{2\pi \cdot 9{,}81 a_1} \Phi_0 I \quad н \cdot см \tag{X.5}$$

и

$$E = C_e \Phi_0 \dot{\alpha} = \frac{P_1 N_1}{2\pi a_1} \Phi_0 \dot{\alpha}, \tag{X.6}$$

где P_1 — число пар полюсов;

N_1 — количество проводников обмотки якоря;

$2a_1$ — число параллельных ветвей обмотки якоря.

Из выражений (X.5) и (X.6) легко находится соотношение

$$K_м = \frac{C_e}{9{,}81}. \tag{X.7}$$

Уравнение (X.2) с учетом (X.4) запишется в виде

$$J_0 \ddot{\alpha} + K_0 \dot{\alpha} = K_м \Phi_0 I,$$

откуда

$$I = \frac{J_0 \ddot{\alpha} + K_0 \dot{\alpha}}{K_м \Phi_0}.$$

Исключив из уравнения (X.3) величину I, получим уравнение электродвигателя

$$\frac{J_0 L}{K_м \Phi_0} \dddot{\alpha} + \frac{J_0 R + K_0 L}{K_м \Phi_0} \ddot{\alpha} + \frac{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2}{K_м \Phi_0} \dot{\alpha} = U(X). \tag{X.8}$$

Между осью электродвигателя и следящей осью имеется понижающий редуктор с передаточным отношением (рис. X.5, *a*) $K_p = \frac{\dot{X}_1}{\dot{\alpha}} < 1$. Часто в литературе [137] для удобства пользуются обратной величиной $\frac{1}{K_p} = i$, которую называют передаточным числом, представляющим отношение бóльшей угловой скорости к меньшей, т. е. всегда $i \geqslant 1$.

Произведя в уравнении (X.8) замену $\dot{\alpha} = i\dot{X}_1$, получим уравнение движения электродвигателя относительно следящей оси X_1

$$\frac{J_0 L}{K_м \Phi_0} \dddot{X}_1 + \frac{J_0 R + K_0 L}{K_м \Phi_0} \ddot{X}_1 + \frac{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2}{K_м \Phi_0} \dot{X}_1 = \frac{1}{i} U(X). \tag{X.9}$$

Уравнение датчика рассогласования. Это уравнение записывается как разность углов входной и следящей осей системы

$$X = Y - X_1 \tag{X.10}$$

где X — угол рассогласования следящей системы.

Уравнение релейного усилителя. Оно должно связывать выходную величину с входной и строго согласовываться с его характеристикой.

Нелинейный усилитель состоит из контактного и релейного устройств и имеет характеристику, изображенную на рис. X.5, *б*. Согласно этой характеристике, при $|X| \geqslant a_0$ к обмотке якоря электродвигателя подается напряжение U_0 определенной полярности, зависящей от знака и величины X

$$U(X) = U_0 F(X). \tag{X.11}$$

Если $X - a_0 \geqslant 0$, то $F(X) = 1$; если $X + a_0 \leqslant 0$, то $F(x) = -1$. При $-a_0 < X < a_0$ $F(X) = 0$.

Единое уравнение системы. Имея уравнения всех элементов, легко получить единое уравнение системы.

На основании (X.9), (X.10) и (X.11) уравнения следящей системы (рис. X.5, *а*, *г*) относительно координаты следящей оси запишутся

$$\left.\begin{aligned} \frac{J_0L}{K_м\Phi_0}\dddot{X}_1 + \frac{J_0R + K_0L}{K_м\Phi_0}\ddot{X}_1 + \frac{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}{K_м\Phi_0}\dot{X}_1 = \frac{1}{i}U_0F(X); \\ X = Y - X_1. \end{aligned}\right\} \tag{X.12}$$

Совместное решение системы уравнений (X.12) относительно рассогласования X дает

$$\frac{J_0L}{K_м\Phi_0}\frac{d^3}{dt^3}(Y - X) + \frac{J_0R + K_0L}{K_м\Phi_0}\frac{d^2}{dt^2}(Y - X) + \\ + \frac{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}{K_м\Phi_0}\frac{d}{dt}(Y - X) = \frac{1}{i}U_0F(X)$$

или

$$\frac{J_0L}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}\frac{d^3X}{dt^3} + \frac{J_0R + K_0L}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}\frac{d^2X}{dt^2} + \frac{dX}{dt} + \frac{1}{i}\cdot\frac{K_м\Phi_0U_0}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2} \times \\ \times F(X) = \frac{J_0L}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}\frac{d^3Y}{dt^3} + \frac{J_0R + K_0L}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}\frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{dY}{dt}.$$

Введем следующие обозначения:

$$\left.\begin{aligned} \frac{J_0L}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2} = T_2^2; \\ \frac{J_0R + K_0L}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2} = T_1; \\ \frac{1}{i}\cdot\frac{k_м\Phi_0}{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}U_0 = \bar{K}U_0 = U_*, \end{aligned}\right\} \tag{X.13}$$

где T_2 и T_1 — постоянные времени в *сек*;

U_* — установившаяся скорость вращения следящей оси;

$\bar{K}$ — передаточное отношение (коэффициент усиления) системы.

Следует заметить, что во многих работах постоянным времени электропривода придают определенный физический смысл: T_l и T_m, где $T_l = \frac{L}{R}$ — электромагнитная постоянная времени цепи якоря двигателя, а $T_m = \frac{J_0 R}{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2}$ и $T'_m = \frac{K_0 L}{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2}$ — электромеханические постоянные времени двигателя.

Эти постоянные времени связаны с постоянными времени T_1 и T_2 следующими зависимостями: $T_2^2 = T_l T_m$; $T_1 = T_m + T'_m$.

При принятых нами обозначениях уравнение движения следящей системы примет вид

$$T_2^2 \frac{d^3X}{dt^3} + T_1 \frac{d^2X}{dt^2} + \frac{dX}{dt} + U_* F(X) = T_2^2 \frac{d^3Y}{dt^3} + T_1 \frac{d^2Y}{dt^2} + \frac{dY}{dt}. \quad (X.14)$$

Чтобы результаты решения уравнения (X.14) могли быть пригодны для проектирования любой конкретной следящей системы рассматриваемого типа, будем искать его решение в безразмерных относительных единицах. При этом в дальнейшем будут приняты следующие обозначения:

U_0 — напряжение питания электродвигателя в *в*;
X_1 — координата следящей оси в *рад*;
X — рассогласование в *рад*;
Y — координата входной величины в *рад*;
M — амплитуда входных колебаний в *рад*;
$2a_0$ — зона нечувствительности в *рад*;
B — амплитуда рассогласования в *рад*;
Ω — круговая частота автоколебаний в *рад/сек*.

В безразмерных относительных единицах эти величины будем выражать прописными буквами, т. е. соответственно: u_0, x_1, x, y, m, b, ω. Зона же нечувствительности $2a_0$ будет выражена через $2a$.

Для приведения уравнения (X.14) к безразмерному удобному для анализа виду проведем соответствующие преобразования.

Обозначим относительное безразмерное значение текущего времени через $\bar{t} = \frac{t}{T_1}$.

Относительные безразмерные значения рассогласования, координат входной и следящей осей:

$$\left.\begin{aligned} x &= \frac{X}{U_* T_1}; \\ y &= \frac{Y}{U_* T_1}; \\ x_1 &= \frac{X_1}{U_* T_1} \end{aligned}\right\} \quad (X.15)$$

и относительные безразмерные значения скоростей рассогласования и входной оси

$$\frac{dx}{d\bar{t}} = \dot{x} = \frac{dX}{dt}\cdot\frac{1}{U_*};$$

$$\frac{dy}{d\bar{t}} = \dot{y} = \frac{dY}{dt}\cdot\frac{1}{U_*}.$$

При этом относительное безразмерное значение круговой частоты имеет вид $\omega = \Omega T_1$, $\omega\bar{t} = \Omega t$.

Подставляя эти значения в уравнение (X.14), получим искомую форму уравнения

$$\frac{T_2^2 T_1 U_*}{T_1^3}\frac{d^3x}{d\bar{t}^3} + \frac{T_1^2 U_*}{T_1^2}\frac{d^2x}{d\bar{t}^2} + \frac{T_1 U_*}{T_1}\frac{dx}{d\bar{t}} + U_* F(x) =$$

$$= \frac{T_2^2 U_*}{T_1^2}\frac{d^3y}{d\bar{t}^3} + U_*\frac{d^2y}{d\bar{t}^2} + U_*\frac{dy}{d\bar{t}}$$

и окончательно

$$M'\dddot{x} + \ddot{x} + \dot{x} + F(x) = M'\dddot{y} + \ddot{y} + \dot{y}, \tag{X.16}$$

где

$$M' = \frac{T_2^2}{T_1^2} = \frac{J_0 L (K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2)}{(J_0 R + K_0 L)^2}. \tag{X.17}$$

Уравнение (X.16) представляет собой уравнение движения следящей системы (X.14), записанное в безразмерной относительной форме.

4. Анализ работы следящих систем

Поскольку величина амплитуды автоколебаний представляет динамическую ошибку следящей системы, работающей в автоколебательном режиме, определим выражение ее величины через параметры системы. Для этого воспользуемся уравнением движения системы (X.16). Применяем метод гармонического баланса в варианте Е. П. Попова [93]. В ходе решения учтем зону нечувствительности в нелинейном элементе и временное запаздывание, что даст возможность оценить их влияние на точность работы устройства и получить решение задачи, более полно отражающее картину движения реальной автоколебательной системы.

Если на вход автоколебательной системы подать постоянное по величине значение входной функции $y = \text{const} > a$, система начнет генерировать колебания с постоянными по величине амплитудой и частотой, зависящими от ее параметров. При этом уравнение (X.16) запишется

$$M'\dddot{x} + \ddot{x} + \dot{x} + F(x) = 0. \tag{X.18}$$

Решение будем искать в виде

$$x = b \sin \omega t, \tag{X.19}$$

где амплитуда b и частота колебаний ω могут медленно меняться вблизи стационарного режима (режима автоколебаний) $b = b(\bar{t})$ и $\omega = \omega(\bar{t})$.

В режиме автоколебаний b и ω достигнут своих установившихся значений

$$b = b_0 = \text{const}; \quad \omega = \omega_0 = \text{const}.$$

Подставив (X.19) в функцию $F(x)$, разложив ее в ряд Фурье и произведя гармоническую линеаризацию по правилам, данным в работе [93], получим приближенное выражение нелинейной функции

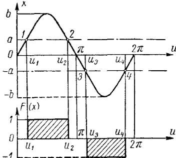


Рис. X.6. График нелинейной функции $F(x)$ при синусоидальном изменении входной координаты

$$F(x) = q(b)\, x,$$

где

$$\left.\begin{aligned} q(b) &= \frac{1}{\pi b} \int\limits_0^{2\pi} F(b \sin u) \sin u \, du; \\ u &= \omega \bar{t}. \end{aligned}\right\} \tag{X.20}$$

Вычислим коэффициент $q(b)$ данного приближенного уравнения для нелинейной характеристики, изображенной на рис. X.5, *б*. Как видно из рис. X.6, вращающий момент на валу двигателя следящей системы будет возникать в точках переключения *1* и *3* и исчезать в точках *2* и *4*.

Согласно рис. X.6, интеграл выражения (X.20) можно разбить по участкам на шесть интегралов, а именно:

$$\int\limits_0^{2\pi} = \int\limits_0^{u_1} + \int\limits_{u_1}^{u_2} + \int\limits_{u_2}^{\pi} + \int\limits_{\pi}^{u_3} + \int\limits_{u_3}^{u_4} + \int\limits_{u_4}^{2\pi}.$$

Первый, третий, четвертый и шестой интегралы равны нулю вследствие нулевого значения на этих участках их подынтегральной функции. На участке $u_1 \leqslant u \leqslant u_2$ подынтегральная функция $F(b \sin u) = 1$, а на участке $u_3 \leqslant u \leqslant u_4$ $F(b \sin u) = -1$.

Интеграл (X.20) при этом перепишется так:

$$\int\limits_0^{2\pi} F(b \sin u) \sin u \, du = \int\limits_{u_1}^{u_2} \sin u \, du - \int\limits_{u_3}^{u_4} \sin u \, du =$$

$$= -\cos u_2 + \cos u_1 + \cos u_4 - \cos u_3.$$

Учитывая, что в точках переключения 1, 2, 3 и 4 (рис. X.6)

$$x = b \sin u = a;$$

$$\sin u_1 = \frac{a}{b} \quad \cos u_1 = \sqrt{1 - \sin^2 u_1} = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}};$$

$$\sin(\pi - u_2) = \frac{a}{b} \quad \cos(\pi - u_2) = -\cos u_2 = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}};$$

$$\sin(u_3 - \pi) = \frac{a}{b} \quad \cos(u_3 - \pi) = -\cos u_3 = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}};$$

$$\sin(2\pi - u_4) = \frac{a}{b} \quad \cos(2\pi - u_4) = \cos u_4 = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}}.$$

интеграл (X.20) получит следующее значение:

$$\int_0^{2\pi} F(b \sin u) \sin u \, du = 4\sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}},$$

а само выражение (X.20)

$$q(b) = \frac{4}{\pi b}\sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}}. \qquad (X.21)$$

Тогда гармонически линеаризованное уравнение (X.18) будет иметь вид

$$M'\dddot{x} + \ddot{x} + \dot{x} + \frac{4}{\pi b}\sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}}\,x = 0 \qquad (X.22)$$

или в символической записи

$$\left(M'p^3 + p^2 + p + \frac{4}{\pi b}\sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}}\right)x = 0, \qquad (X.23)$$

где $p = \frac{d}{dt}$.

Таким дифференциальным уравнением можно было бы приближенно описать собственные движения данной следящей системы при отсутствии в ней временного запаздывания. В действительности же напряжение подается на якорную обмотку двигателя не мгновенно с замыканием контактного устройства, а спустя некоторое время, равное времени срабатывания релейного усилителя. Аналогичная картина наблюдается и при отключении напряжения. В этом случае при работе реальной системы имеет место постоянное по времени запаздывание τ в появлении и исчезновении напряжения на якоре электродвигателя. Следовательно, график функции $F(x)$ реальной системы отличается от изображенного на рис. X.6 сдвигом по оси u вправо на величину τ ($\Delta u = \omega\tau$). Запаздывание, как известно [94], можно учесть введением в линеаризованный член уравнения (X.23) запаздывающей функции $e^{-p\tau}$. Тогда дифференциальное уравнение системы с учетом времени запаздывания

$$\left(M'p^3 + p^2 + p + \frac{4}{\pi b}\sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2}} \cdot e^{-p\tau}\right)x = 0. \qquad (X.24)$$

Характеристическое уравнение системы

$$M'Z^3+Z^2+Z+\frac{4}{\pi b}\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}\cdot e^{-Z\tau}=0, \qquad (X.25)$$

где Z — корни характеристического уравнения.

Обозначив левую часть уравнения (X.25) через $\Phi(Z)$ и заменив в ней Z на $j\tilde{\omega}$, получим выражение кривой Михайлова с текущим параметром $\tilde{\omega}$

$$\Phi(j\tilde{\omega})=M'(j\tilde{\omega})^3+(j\tilde{\omega})^2+j\tilde{\omega}+\frac{4}{\pi b}\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}\cdot e^{-j\tilde{\omega}\tau}=$$
$$=X(\tilde{\omega})+jY(\tilde{\omega}), \qquad (X.26)$$

где проведена замена $e^{-j\tilde{\omega}\tau}=\cos\tilde{\omega}\tau-j\sin\tilde{\omega}\tau$ и введены обозначения

$$X(\tilde{\omega})=\frac{4}{\pi b}\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}\cdot\cos\tilde{\omega}\tau-\tilde{\omega}^2;$$
$$Y(\tilde{\omega})=\tilde{\omega}(1-M'\tilde{\omega}^2)-\frac{4}{\pi b}\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}\cdot\sin\tilde{\omega}\tau.$$

Согласно методу гармонического баланса возможные периодические решения находятся из условия прохождения кривой Михайлова через начало координат. Это, в свою очередь, означает, что при соответствующей частоте $\omega=\omega_0$ выражение (X.26) обращается в нуль:

$$\Phi(j\omega_0)=X(\omega_0)+jY(\omega_0)=0.$$

Такое равенство возможно в том случае, если мнимая и вещественная части обратятся в нуль, т. е.

$$\left.\begin{aligned}&\frac{4}{\pi b_0}\sqrt{1-\frac{a^2}{b_0^2}}\cdot\cos\omega_0\tau-\omega_0^2=0;\\&\omega_0(1-M'\omega_0^2)-\frac{4}{\pi b_0}\sqrt{1-\frac{a^2}{b_0^2}}\cdot\sin\omega_0\tau=0.\end{aligned}\right\} \qquad (X.27)$$

Полученная система двух уравнений (X.27) дает возможность определить амплитуду и частоту автоколебаний системы. Для этого умножим первое уравнение системы (X.27) на $(1-M'\omega_0^2)$, а второе — на ω_0 и сложим их. В результате получим

$$(1-M'\omega_0^2)\cos\xi-\omega_0\sin\xi=0, \qquad (X.28)$$

где $\xi=\omega_0\tau$.

Затем, умножив первое уравнение системы (X.27) **на** $-\omega_0$, а второе на $(1-M'\omega_0^2)$ и сложив их, получим

$$b_0\omega_0^3+(1-M'\omega_0^2)^2\omega_0 b_0-\frac{4}{\pi}\sqrt{1-\frac{a^2}{b_0^2}}\times$$
$$\times[\omega_0\cos\xi+(1-M'\omega_0^2)\sin\xi]=0. \qquad (X.29)$$

Приведем уравнения (X.28) и (X.29) к более удобному для решения виду

$$\frac{(1-M'\omega_0^2)\cos\xi}{\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}-\frac{\omega_0\sin\xi}{\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}=0;$$

$$\frac{4}{\pi}\sqrt{1-\frac{a^2}{b_0^2}}\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}\left[\frac{\omega_0\cos\xi}{\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}+\right.$$

$$\left.+\frac{(1-M'\omega_0^2)\sin\xi}{\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}\right]=b_0\omega_0\left[(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2\right].$$

Обозначим

$$\left.\begin{aligned}&\frac{1-M'\omega_0^2}{\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}=\sin\beta;\\&\frac{\omega_0}{\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}=\cos\beta;\\&\operatorname{tg}\beta=\frac{1-M'\omega_0^2}{\omega_0};\qquad \beta=\operatorname{arctg}\frac{1-M'\omega_0^2}{\omega_0}.\end{aligned}\right\}\tag{X.30}$$

Тогда последние уравнения примут вид

$$\sin\beta\cos\xi-\cos\beta\sin\xi=0;$$

$$\frac{4}{\pi}\sqrt{1-\frac{a^2}{b_0^2}}\left[\cos\beta\cos\xi+\sin\beta\sin\xi\right]=b_0\omega_0\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}$$

и окончательно могут быть записаны

$$\sin(\xi-\beta)=0;\tag{X.28a}$$

$$\frac{4}{\pi}\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}\cos(\xi-\beta)=b_0\omega_0\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}.\tag{X.29a}$$

Из уравнения (X.28a) $\xi=\beta$, отсюда

$$\tau=\frac{1}{\omega_0}\operatorname{arctg}\frac{1-M'\omega_0^2}{\omega_0}.\tag{X.31}$$

Уравнение (X.29a) решим относительно b_0, для чего возведем его в квадрат

$$\left(\frac{4}{\pi}\right)^2\left(1-\frac{a^2}{b_0^2}\right)\cos^2(\xi-\beta)=b_0^2\omega_0^2\left[(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2\right].\tag{X.32}$$

Однако, согласно уравнению (X.28a), $\cos(\xi-\beta)=1$, и тогда уравнение (X.32) представляется биквадратным уравнением относительно искомой амплитуды b_0

$$\pi^2\omega_0^2\left[(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2\right]b_0^4-16b_0^2+16a^2=0,$$

откуда

$$b_0^2=\frac{8\pm4\sqrt{4-\pi^2a^2\omega_0^2\left[(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2\right]}}{\pi^2\omega_0^2\left[(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2\right]}.\tag{X.33}$$

308—

Уравнение (X.31) дает возможность определить искомую частоту автоколебаний в зависимости от запаздывания и параметров системы. Уравнение (X.33) определяет амплитуду автоколебаний.

Полученные выражения для параметров автоколебательного процесса обычно нуждаются в исследовании устойчивости. Мы не будем заниматься здесь вопросом устойчивости автоколебаний и только заметим, что знак «минус» в выражении (X.33) перед корнем соответствует неустойчивому значению амплитуды. Устойчивое решение, независимо от начальных условий, является единственным и гарантируется неравенством

$$\pi a \omega_0 \sqrt{(1 - M'\omega_0^2)^2 + \omega_0^2} \leqslant 2. \qquad (X.34)$$

Увеличение зоны нечувствительности в системе до величины

$$a > \frac{2}{\pi\omega_0 \sqrt{(1 - M'\omega_0^2)^2 + \omega_0^2}}$$

приведет к устранению автоколебаний.

В обычно принятой размерной форме записи уравнения (X.31) и (X.33), согласно ранее принятым обозначениям (X.13) и (X.15), будут иметь следующий вид:

$$\Delta t = \frac{1}{\Omega_0} \operatorname{arctg} \frac{1 - T_2^2\Omega_0^2}{T_1\Omega_0} = \frac{1}{\Omega_0} \operatorname{arctg} \frac{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2 - J_0L\Omega_0^2}{(J_0R + K_0L)\,\Omega_0}; \qquad (X.31a)$$

$$B^2 = \frac{8U_*^2 + 4U_* \sqrt{4U_*^2 - \pi^2 a_0^2\Omega_0^2\,[(1 - T_2^2\Omega_0^2)^2 + T_1^2\Omega_0^2]}}{\pi^2\Omega_0^2\,[(1 - T_2^2\Omega_0^2)^2 + T_1^2\Omega_0^2]}. \qquad (X.33a)$$

В частных же случаях эти уравнения примут соответственно такой вид

при $a_0 = 0$

$$\Delta t = \frac{1}{\Omega_0} \operatorname{arctg} \frac{1 - T_2^2\Omega_0^2}{T_1\Omega_0};$$

$$B = \frac{4U_*}{\pi\Omega_0 \sqrt{(1 - T_2^2\Omega_0^2)^2 + T_1^2\Omega_0^2}}$$

(выражение для частоты остается без изменения);

при $\Delta t = 0$

$$\Omega_0 = \frac{1}{T_2} = \sqrt{\frac{K_0R + C_eK_м\Phi_0^2}{J_0L}};$$

$$B = 4U_* T_2^2 \frac{2U_*T_2^2 + \sqrt{4U_*^2T_2^4 - \pi^2 a_0^2 T_1^2}}{\pi^2 T_1^2};$$

при $a_0 = 0$ и $\Delta t = 0$

$$\Omega_0 = \frac{1}{T_2};$$

$$B = \frac{4U_* T_2^2}{\pi T_1}.$$

Полученные выражения для частоты и амплитуды автоколебаний * показывают их зависимость от момента инерции J_0, коэффициента K_0 и электрических параметров системы (L, R, Φ_0 и др.). Кроме того, при наличии в системе временного запаздывания на амплитуду рассогласования определяющее влияние оказывает частота автоколебаний.

Существенный недостаток полученного приближенного решения состоит в том, что в выражении для частоты (X.31) исключены коэффициенты, которые отражают вид и характер нелинейности и входят только в выражение для амплитуды. Отсутствие в выражении (X.31) зоны нечувствительности, которая в действительности существенно влияет на частоту автоколебаний, может привести к значительным количественным ошибкам. Чтобы исключить этот недостаток, необходимо уточнить приближенное решение. Один из способов такого уточнения решения для систем с временным запаздыванием приведен в работе [38].

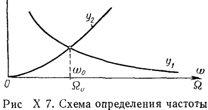


Рис X 7. Схема определения частоты автоколебаний графическим способом

Результаты сравнения уточненного и неуточненного решений с экспериментом показали, что применение предложенного способа значительно снижает погрешность приближенных решений. Введение поправки в выражение (X.31) дает уточненное уравнение для частоты автоколебаний

$$\frac{1-M'\omega_0^2}{\omega_0}=\operatorname{tg}\left\{\arcsin\frac{\pi a\omega_0\sqrt{(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2}}{2\sqrt{2+\sqrt{4-\pi^2a^2\omega_0^2\left[(1-M'\omega_0^2)^2+\omega_0^2\right]}}}+\omega_0\tau\right\}. \qquad (X.35)$$

Этим уравнением будем пользоваться в дальнейшем.

Уравнения (X.33) и (X.35) получены в безразмерных относительных единицах, что дает возможность применить их для любой конкретной системы рассматриваемого вида. Однако определить частоту автоколебаний из выражения (X.35) непосредственно аналитическим путем нельзя. Искомая частота может быть определена лишь графически (рис. X.7), как абсцисса точки пересечения кривых, построенных по уравнениям (в безразмерном виде)

$$Y_1(\omega)=\frac{1-M'\omega^2}{\omega};$$

$$Y_2(\omega)=\operatorname{tg}\left\{\arcsin\frac{\pi a\omega\sqrt{(1-M'\omega^2)^2+\omega^2}}{2\sqrt{2+\sqrt{4-\pi^2a^2\omega^2\left[(1-M'\omega^2)^2+\omega^2\right]}}}+\omega\tau\right\}$$

---

* Точно те же выражения для частоты и амплитуды получаются и с помощью метода медленно меняющихся коэффициентов.

или (в размерном виде)

$$Y_1(\Omega) = \frac{1 - T_2^2\Omega^2}{T_1\Omega};$$

$$Y_2(\Omega) =$$

$$\operatorname{tg}\left\{\arcsin \frac{\pi a_0 \Omega \sqrt{(1 - T_2^2\Omega^2)^2 + T_1^2\Omega^2}}{2\sqrt{2U_*^2 + U_*\sqrt{4U_*^2 - \pi^2 a_0^2 \Omega^2 \left[(1 - T_2^2\Omega^2)^2 + T_1^2\Omega^2\right]}}} + \Omega\Delta t\right\},$$

что требует большой вычислительной работы. Кроме того, при расчете системы часто применяется метод последовательных приближений, поэтому проектирование системы становится чрезвычайно громоздким, что затрудняет практическое использование полученных результатов.

Для устранения громоздких расчетов при анализе и проектировании следящих систем по формуле (X.35) построены кривые зависимости частоты автоколебаний от зоны нечувствительности для различных значений коэффициента M' и запаздывания τ. Эти зависимости представлены на рис. X.8, *а — з* рабочими графиками $\omega_0 = f(a)$ для определения относительной частоты автоколебаний ω_0 по относительным значениям зоны нечувствительности a, запаздывания τ и по величине коэффициента M'. Чтобы облегчить пользование графиками, по оси ординат даны значения аргумента, а по оси абсцисс — значения частоты.

Кривые $\omega_0 = f(\tau, M', a)$ в верхней части графиков (рис. X.8) кончаются при тех значениях зоны нечувствительности a, при которых прекращаются автоколебания. С возрастанием инерционности системы (с увеличением M') наблюдается уменьшение частоты автоколебаний, влияние которого будет тем сильнее, чем меньше зона нечувствительности в релейном элементе. Все кривые пересекают ось частот.

Значения же амплитуды автоколебаний (если известна их частота) могут быть вычислены по формуле (X.33) или определены по графикам (рис. X.9), на которых согласно формуле (X.33) построены кривые зависимости амплитуды автоколебаний b_0 от частоты ω_0 для различных значений коэффициента M' и зоны нечувствительности a.

Кривые $b_0 = f(\omega_0, M', a)$ на рис. X.9 показывают диапазон изменений частоты и амплитуды автоколебаний в следящих системах с различными значениями параметра M' при данной зоне нечувствительности a. Каждое значение частоты и амплитуды автоколебаний определяется в зависимости от запаздывания в системе τ (рис. X.8). Чем больше запаздывание τ, тем меньшую частоту и бóльшую амплитуду имеют автоколебания.

С уменьшением значения запаздывания τ кривые $b_0 = f(\omega_0, M', a)$ приближаются к оси частот и обрываются при той наибольшей частоте $\omega_{0\,наиб}$, которая возможна в системе при данных параметрах a, M' и τ. Для такой системы, где частота автоколебаний $\omega_{0\,наиб}$, зона нечувствительности является критической: увеличение ее приведет к устранению автоколебаний.

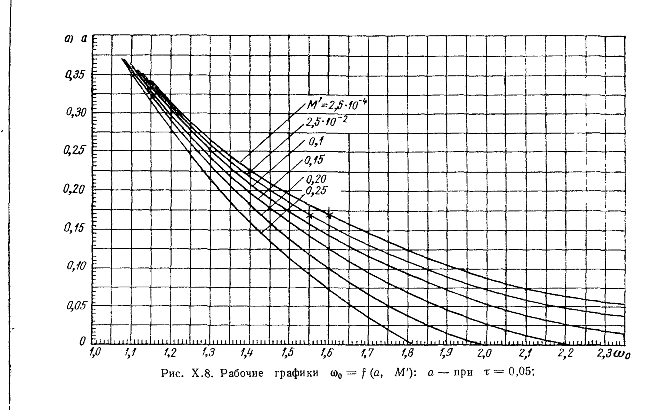


Рис. X.8. Рабочие графики $\omega_0 = f(a, M')$: a — при $\tau = 0{,}05$;

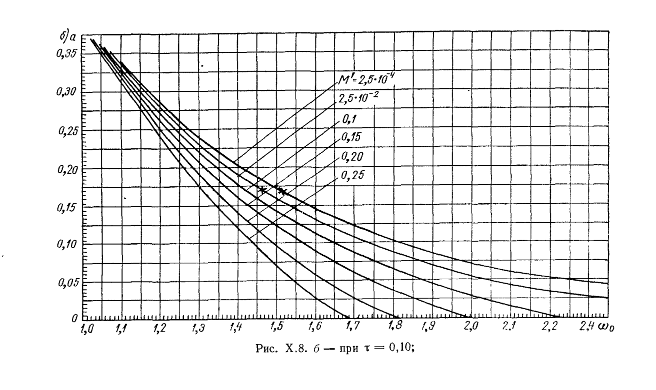


Рис. X.8. б — при $\tau = 0{,}10$;

каркасов используют алюминий, покрытый защитным лаком или пленкой окислов, а также толстую медную проволоку, покрытую эмалью, которую изгибают, придавая каркасу нужную форму. Находят применение также каркасы, изготовленные из керамики. Наиболее просто изготовляются каркасы из пластмассы, однако в этом случае затрудняется отвод тепла от обмотки. Металлические каркасы позволяют выбирать бо̀льшую плотность тока в обмотке. Форма каркаса потенциометров может быть самой разнообразной: в виде пластины, кольца, сегмента, цилиндра и т. д.

Для изготовления обмотки датчиков применяется проволока из материалов, имеющих высокое удельное сопротивление, большую коррозионную стойкость, малый температурный коэффициент и малое изменение сопротивления под действием естественного старения. Этим требованиям в большей или меньшей степени удовлетворяют сплавы типа манганин, медно-никелевые сплавы, нихром и сплавы на основе благородных металлов.

ТАБЛИЦА VIII. 1

Физические свойства сплавов типа манганин

Показатели	Манганин	Изабеллин	Новоконстант
Удельное сопротивление при 20° С в *ом . мм²/м*	0,43	0,5	0,45
Температурный коэффициент сопротивления при 20° С в 1/°С	$10 \cdot 10^{-6}$	$1—2 \cdot 10^{-6}$	$\pm 2 \cdot 10^{-6}$
Термо-э. д. с. в паре с медью в *мкв*/°С	1	—0,2	—0,3
Наивысшая допустимая рабочая температура в °С	300	400	400

Сплавы типа манганин включают в себя собственно манганин, изабеллин, новоконстант, сплав А и некоторые другие. Важнейшие физические свойства сплавов типа манганин приведены в табл. VIII. 1. Манганин после соответствующей термообработки приобретает бо̀льшую стабильность сопротивления во времени. Изабеллин и новоконстант обладают некоторой неоднородностью свойств в различных образцах, что в ряде случаев затрудняет их применение.

Из медно-никелевых сплавов наибольшее распространение получили константан и никелин. Как видно из табл. VIII. 2, данные

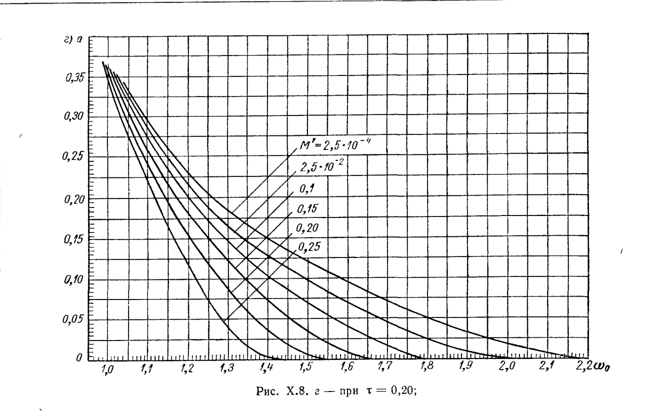


Рис. X.8. г — при $\tau = 0{,}20$;

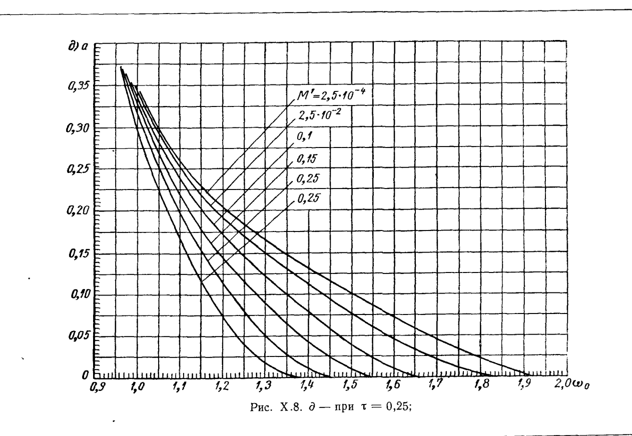


Рис. X.8. д — при $\tau = 0{,}25$;

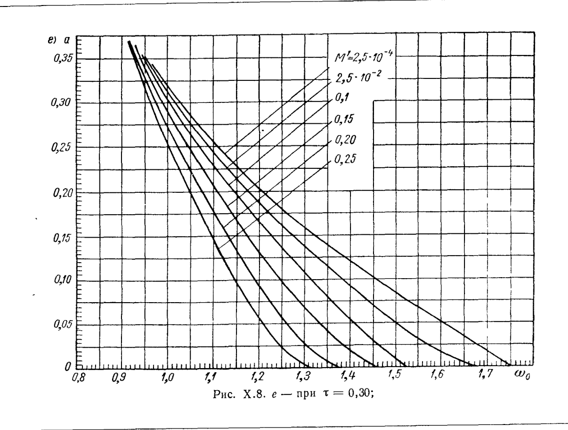


Рис. X.8. е — при $\tau = 0{,}30$;

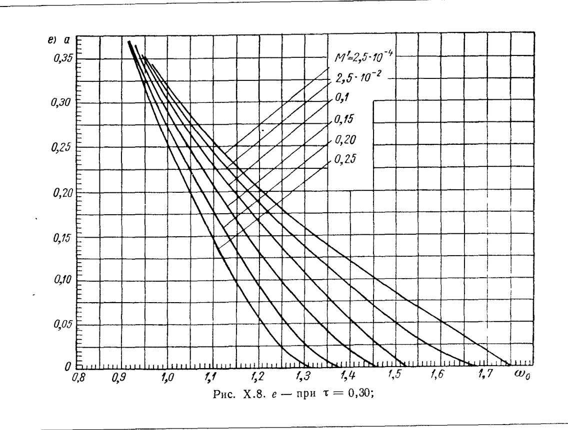


Рис. X.8. е — при $\tau = 0{,}30$;

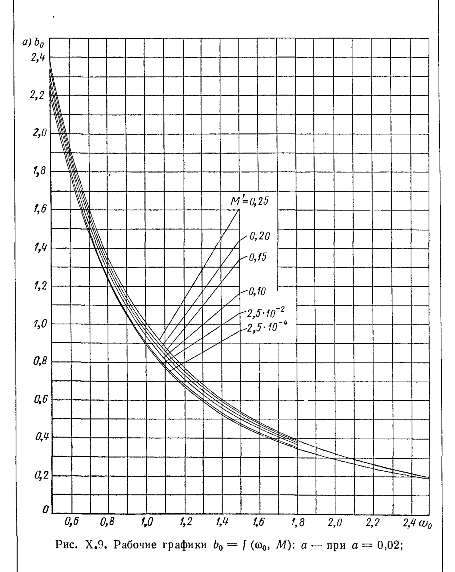


Рис. X.9. Рабочие графики $b_0 = f(\omega_0, M)$: *а* — при $a = 0{,}02$;

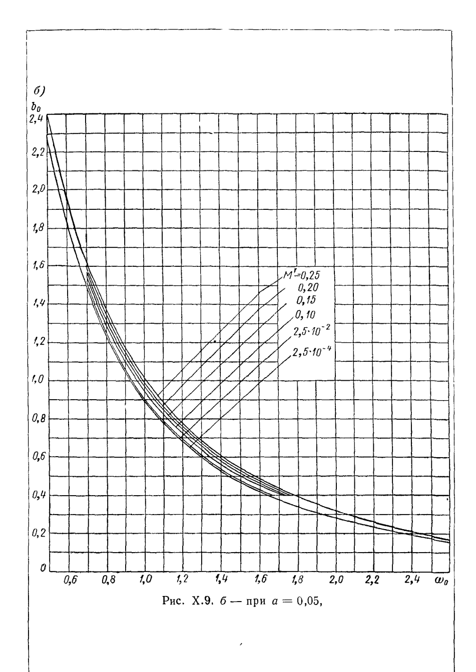


Рис. X.9. $б$ — при $a = 0,05$,

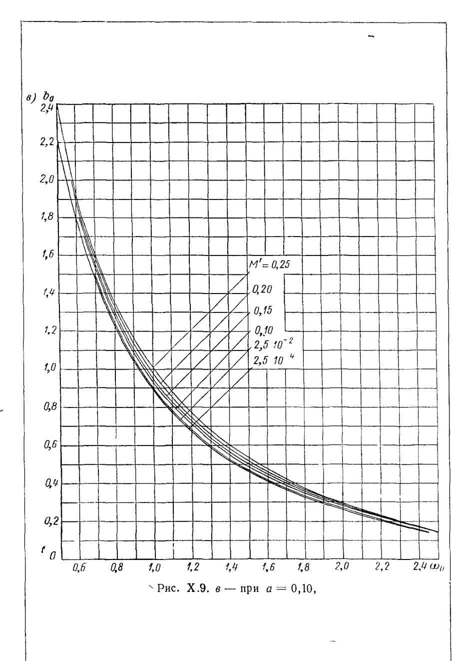


Рис. X.9. $в$ — при $a = 0{,}10$,

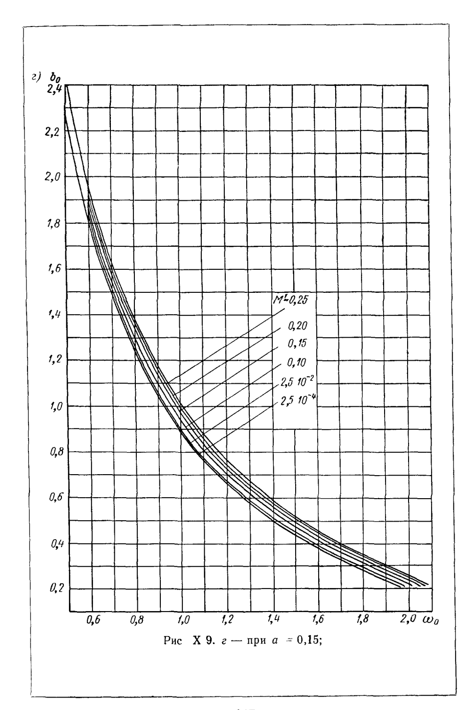


Рис X 9. г — при $a = 0,15$;

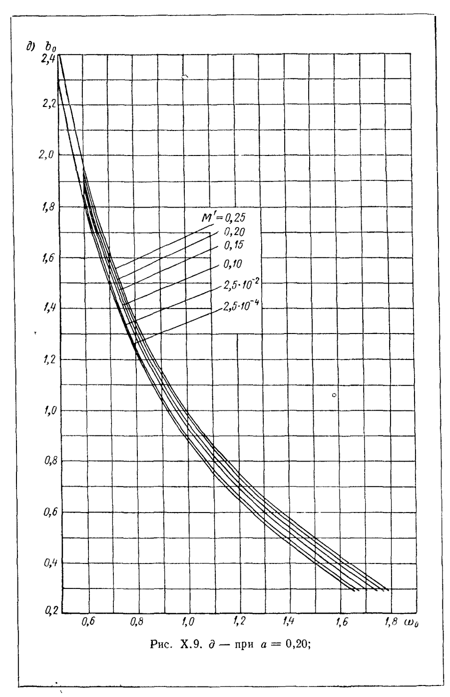


Рис. X.9. д — при $a = 0,20$;

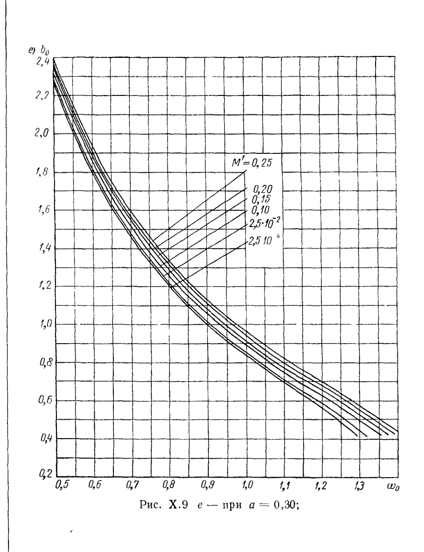


Рис. X.9 e — при $a = 0,30$;

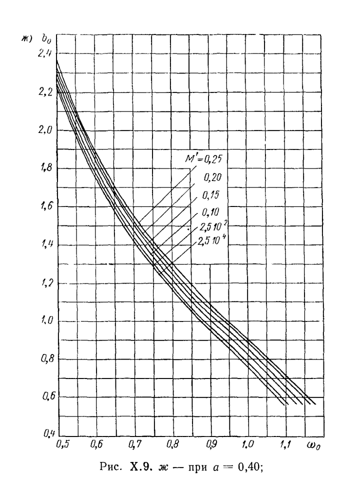


Рис. X.9. *ж* — при $a = 0{,}40$;

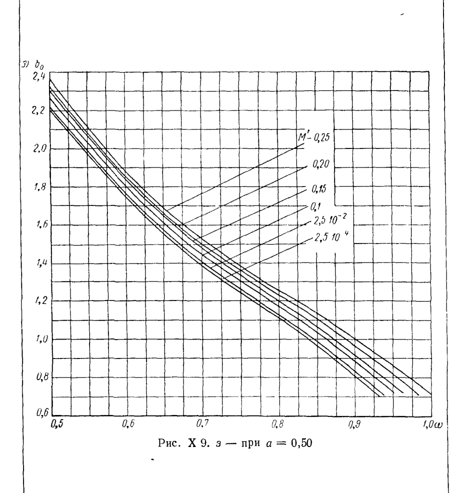


Рис. X 9. з — при $a = 0{,}50$

Согласно формуле (X.33), увеличение зоны нечувствительности a, несмотря на уменьшение числителя этого выражения, ведет к возрастанию амплитуды автоколебаний b_0 за счет частоты ω_0, которая уменьшается с увеличением зоны нечувствительности, что и подтверждается графиками (рис. X.8 и X.9).

5. Метод расчета следящих систем

Предлагаемый метод расчета основан на результатах, полученных при исследовании уравнений следящих систем, и позволяет построить систему, исходя из заданных параметров автоколебательного процесса или требуемой точности, по одному лишь общему виду дифференциальных уравнений системы и данным подбираемого электродвигателя. При этом исключается процесс решения задачи, сопряженный с определенными трудностями и значительной затратой времени.

Обычно исходными данными при построении следящей системы являются заданная точность воспроизведения входной функции в том или другом диапазоне частот и выходная мощность системы. Можно предложить следующую методику расчета следящей системы с использованием приведенных выше кривых (рис. X.8 и X.9).

1. Согласно заданной выходной мощности системы выбирается соответствующий электродвигатель и к нему — в качестве усилителя мощности — реле или контактор (см. рис. X.5, *а*).

2. Составляется дифференциальное уравнение замкнутой следящей системы относительно следящей оси X_1, которое почленным делением на коэффициент координаты $\dot{X}_1$ приводится к виду

$$T_2^2\dddot{X}_1 + T_1\ddot{X}_1 + \dot{X}_1 = U_*F(X).$$

3. Выбрав электродвигатель, определяют значения $M' = \frac{T_2^2}{T_1^2}$ и $\tau = \frac{\Delta t}{T_1}$ (способы определения постоянных T_1, T_2^2 и Δt даны в п. 6, стр. 455).

4. Определяется установившаяся скорость вращения следящей оси U_*. Для определения U_* нужно знать передаточное число i или зону нечувствительности в нелинейном элементе. Зона нечувствительности $2a_0$ и число i, когда частота ω_0 является исходным параметром, связаны между собой определенной зависимостью. Одно из этих значений должно быть выбрано из конструктивных соображений. Необходимо иметь в виду, что при построении системы с заданной частотой автоколебаний увеличение передаточного числа i приводит, наряду с желаемым уменьшением зоны нечувствительности, к усложнению редуктора и соответственно к увеличению его погрешности за счет люфта. Если $a_0 = \text{const}$, то умень-

шение передаточного числа i ведет к увеличению частоты автоколебаний.

Когда выбрано передаточное число i, установившуюся скорость U_* вычисляют просто:

$$U_* = \frac{\dot{\alpha}}{i}, \qquad (X.36)$$

где α — установившаяся скорость вращения вала электродвигателя.

При выбранном же значении зоны нечувствительности U_* находят из выражения (X.15), заменяя X на a_0 и x — на a:

$$U_* = \frac{a_0}{a T_1}, \qquad (X.37)$$

где a берется из соответствующих графиков (рис. X.8) для выбранного значения ω_0 (частота ω_0 выбирается согласно соображениям, приведенным ниже).

5. Выбор частоты ω_0 производится на основании следующих соображений. Чем меньше частота воспроизводимой функции по сравнению с частотой автоколебаний системы и чем ближе она к нулю, тем точнее работает следящая система. Если заданную точность системы желательно обеспечить за счет малой амплитуды автоколебаний (высокочастотных автоколебаний), частота автоколебаний $\omega_0 = \Omega_0 T_1$ выбирается с помощью соответствующих графиков (рис. X.8 и X.9) такой, чтобы амплитуда автоколебаний B, приведенная к следящей оси, была меньше заданной точности γ_0, выраженной в угловых единицах

$$b_0 < \frac{\gamma_0}{U_* T_1}. \qquad (X.38)$$

Если же точность системы обеспечивается за счет синхронизирующей внешней силы, то частота автоколебаний ω_0, в предполагаемом диапазоне частот воспроизведения от 0 до λ, берется такой, чтобы осуществлялся следящий режим работы (т. е. чтобы не было захватывания)

$$\omega_0 \gg \lambda T_1. \qquad (X.39)$$

6. По найденным значениям M', τ и выбранному значению ω_0, используя соответствующий график рис. X.8, определяем относительную величину зоны нечувствительности $2a$ и затем истинное значение зоны нечувствительности $2a_0 = 2a U_* T_1$, если известно значение передаточного числа i, или находим i по формуле (X.36), если известно значение зоны нечувствительности $2a_0$.

Если значения M'_i и τ_i рассчитываемой системы не совпадают с приведенными на графиках, например $M'_1 < M'_i < M'_2$,

а $\tau_1 < \tau_i < \tau_2$, то a_i находится путем простой интерполяции (рис. X.10)

$$\left.\begin{aligned} a_{i\tau_1} &= a_{1\tau_1} + \frac{M'_i - M'_i}{M'_2 - M'_1}(a_{2\tau_1} - a_{1\tau_1}); \\ a_{i\tau_2} &= a_{1\tau_2} + \frac{M'_2 - M'_i}{M'_2 - M'_2}(a_{2\tau_2} - a_{1\tau_2}); \\ a_i &= a_{i\tau_2} + \frac{\tau_2 - \tau_i}{\tau_2 - \tau_1}(a_{i\tau_1} - a_{i\tau_2}) \end{aligned}\right\} \qquad (X.40)$$

или в первом приближении берется из графиов рис. X.8 и X.9 для значений τ и M', ближайших к исходным (в сторону увеличения точности проектируемой системы).

При выборе амплитуды и частоты синхронизирующей внешней силы можно пользоваться следующими рекомендациями* [37].

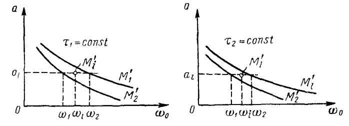


Рис. X.10. Схема вычисления зоны нечувствительности a_i путем интерполяции

Относительное значение амплитуды синхронизирующей силы m можно выбрать в зависимости от зоны нечувствительности $2a$ из неравенства $m \geqslant 0{,}3$ для значений $a \leqslant 0{,}1$ и из неравенства $\frac{a}{m} \leqslant 0{,}33$ для значений $a > 0{,}1$. Для малоинерционных систем рекомендуется выбирать минимальные значения указанных неравенств.

Относительное значение частоты синхронизирующей силы $\omega_в$ нужно выбирать в интервале частот

$$2\omega_0 < \omega_в < \frac{\pi - 2\arcsin\frac{a}{m}}{\tau}, \qquad (X.41)$$

где ω_0 — частота автоколебаний системы.

Чем ближе синхронизирующая частота ω_0 к правому пределу неравенства (X.41), тем меньше амплитуда вынужденных колебаний следящей оси и, следовательно, тем выше точность системы.

---

* Рекомендации даны на основании результатов исследования вынужденных колебаний для различных значений M', a и τ с учетом самых неблагоприятных условий создания в системе вынужденного периодического режима.

При $\omega_в = \dfrac{\pi - 2 \arcsin \frac{a}{m}}{\tau}$ система перестает воспринимать вынуждающие колебания.

При $\omega_в \approx 2\omega_0$ амплитуда вынужденных колебаний приблизительно в четыре раза меньше амплитуды автоколебаний.

Поскольку кривая зависимости амплитуды вынужденных колебаний $b_в$ от их частоты $\omega_в$ близка к гиперболе [37], на основе указанных выше двух характерных значений $\omega_в$ можно построить тре-

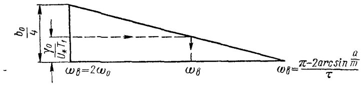


Рис. X.11. Треугольник для подбора частоты синхронизирующих колебаний по заданной точности γ_0

угольник (рис. X.11), по которому легко определить значение частоты $\omega_в$, исходя из заданной точности γ_0. Погрешность, возникающая вследствие замены кривой прямой линией, направлена в сторону увеличения точности системы.

Для более точного выбора амплитуды и частоты синхронизирующей силы можно воспользоваться приведенными в работе [37] графиками пороговых значений амплитуды. В случае несовпадения параметров конкретной системы с данными графиков можно уточнить результаты методом простой интерполяции.

Графики рис. X.8 и X.9 могут быть использованы и для подбора параметров электродвигателя по заданному автоколебательному процессу системы.

6. Способы определения постоянных времени

При расчете следящих систем по данному методу необходимо знать временное запаздывание Δt в проектируемой системе и коэффициент M', представляющий отношение постоянных времени T_2^2 к T_1^2.

Временное запаздывание Δt принимают равным времени срабатывания реле, выполняющего в системе роль усилителя мощности. Время срабатывания каждого реле известно и может быть измерено при помощи осциллографа.

Постоянные времени T_1 и T_2 можно определить с помощью кривой, характеризующей изменение скорости вращения электродвигателя, если на клеммы его подать напряжение в виде единичного скачка. Как следует из (X.13) и (X.17), постоянные времени T_1 и T_2 зависят от параметров электродвигателя и от приведенных к следящей оси X_1 значений коэффициента K и момента инерции J

всех вращающихся с валом двигателя масс. Эти величины состоят из двух слагаемых:

$$\left.\begin{aligned} K &= k_н + k_{0э} i^2; \\ J &= J_н + J_{0э} i^2, \end{aligned}\right\} \qquad (X.42)$$

где $J_н$ и $k_н$ — момент инерции и коэффициент вязкого трения нагрузки следящей оси;

$J_{0э}$ и $k_{0э}$ — момент инерции и коэффициент пропорциональности электродвигателя.

В зависимости от соотношения слагаемых J и K можно воспользоваться одним из следующих способов определения постоянных времени T_1 и T_2.

Первый способ применяется, если $J_н \ll J_{0э} i^2$ и $k_н \ll k_{0э} i^2$; тогда нагрузкой можно пренебречь. В этом случае можно считать, что T_1 и T_2 определяются только параметрами электродвигателя, и значения их можно определить расчетным путем по известным формулам или экспериментально.

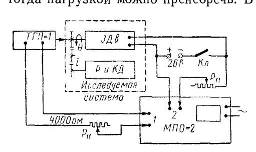


Рис. X.12. Схема экспериментальной установки для записи переходного процесса электродвигателя

По схеме (рис. X.12) воспроизводится кривая переходного процесса электродвигателя *ЭДв* (с редуктором *Р* и контактным диском *КД* или без них). Напряжение с тахогенератора (ТГП-1) подводят к одному из вибраторов *1* осциллографа (*МПО-2*). Другой вибратор *2* используют для создания на осциллограмме нулевой точки, координат и асимптоты. В третий шлейф подключают отметчик времени, записывающий кривую колебаний частоты 500 *гц*.

До включения установки нужно совместить световые точки от вибраторов *1* и *2* в нижней части матового экрана осциллографа. В установившемся режиме работы установки (двигателя) перемещением ползунков реостатов P_{11} световые точки от вибраторов *1* и *2* совмещаются в верхней части матового экрана. Затем с помощью ключа $K_л$ включается установка и записывается переходный процесс исследуемого электродвигателя.

Такая схема записи переходного процесса дает возможность уловить на осциллограмме временное запаздывание Δt в испытуемой части системы.

Кривая переходного процесса * (рис. X.13) может быть описана дифференциальным уравнением движения электродвигателя (X.8)

* При малой индуктивности якоря электродвигателя точка перегиба выражена нерезко и находится вблизи начала координат.

относительно его оси вращения в виде

$$T_2^2\ddot{\Theta} + T_1\dot{\Theta} + \Theta = U_*^\circ, \qquad (X.43)$$

где $\Theta = \dot{\alpha}$ — угловая скорость вала электродвигателя;

$$T_2^2 = \frac{J_0 L}{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2} = \frac{JL}{KR + C_e K_м \Phi^2}; \qquad (X.44)$$

$$T_1 = \frac{J_0 R + K_0 L}{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2} = \frac{JR + KL}{KR + C_e K_м \Phi^2}; \qquad (X.45)$$

$$U_*^\circ = \frac{K_м \Phi_0}{K_0 R + C_e K_м \Phi_0^2} U_0 = \frac{K_м \Phi}{KR + C_e K_м \Phi^2} U_0 i = U_* i, \qquad (X.46)$$

где U_*^0 — установившаяся скорость вала электродвигателя.

Решим уравнение (X.43). В рассматриваемом случае начальные условия будут $\Theta_0 = \dot{\Theta}_0 = 0$.

Характеристическое уравнение

$$T_2^2 Z^2 + T_1 Z + 1 = 0,$$

где

$$Z_{1,2} = \frac{-T_1 \pm \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2},$$

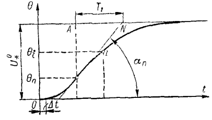


Рис. X.13. Кривая переходного процесса электродвигателя постоянного тока

причем кривая (рис. X.13) может иметь такой вид только при $\frac{4T_2^2}{T_1^2} \leq 1$ (тогда $M' = \frac{T_2^2}{T_1^2} \leq 0{,}25$).

Уравнение (X.43) для данных начальных условий имеет следующее решение:

$$\Theta = U_*^\circ\left(1 + \frac{Z_2}{Z_1 - Z_2} e^{Z_1 t} - \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2} e^{Z_2 t}\right), \qquad (X.47)$$

а его производные

$$\left.\begin{aligned} \dot{\Theta} &= \frac{U_*^\circ Z_1 Z_2}{Z_1 - Z_2}\left(e^{Z_1 t} - e^{Z_2 t}\right); \\ \ddot{\Theta} &= \frac{U_*^\circ Z_1 Z_2}{Z_1 - Z_2}\left(Z_1 e^{Z_1 t} - Z_2 e^{Z_2 t}\right). \end{aligned}\right\} \qquad (X.48)$$

В точке перегиба $\ddot{\Theta} = 0$,

$$e^{Z_1 t_n} = \frac{Z_2}{Z_1} e^{Z_2 t_n}, \qquad (X.49)$$

что соответствует скорости

$$\Theta_n = U_*^\circ\left[1 + \frac{Z_2^2}{(Z_1 - Z_2) Z_1} e^{Z_2 t_n} - \frac{Z_1}{Z_1 - Z_2} e^{Z_2 t_n}\right] = $$
$$= U_*^\circ\left(1 - \frac{Z_2 - Z_1}{Z_1} e^{Z_2 t_n}\right).$$

Из последнего выражения определяется

$$1 - \frac{\Theta_n}{U_*^\circ} = \frac{Z_2 + Z_1}{Z_1} e^{Z_2 t_n}. \qquad (X.50)$$

Подставив (X.49) в (X.47), получим

$$\Theta_n = U_*^\circ\left(1 - \frac{2T_1}{T_1 + \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}} e^{-\frac{T_1 - \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2} t_n}\right). \qquad \text{(X.51)}$$

Подставив (X.49) в (X.48), получим

$$\Theta_n = -U_*^\circ Z_2 e^{Z_2 t_n}.$$

Согласно (X.51)

$$e^{Z_2 t_n} = \frac{U_*^\circ - \Theta_n}{U_*^\circ} \cdot \frac{T_1 + \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_1},$$

тогда

$$\dot{\Theta}_n = U_*^\circ \frac{T_1 - \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2} \cdot \frac{U_*^\circ - \Theta_n}{U_*^\circ} \cdot \frac{T_1 + \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_1} = \frac{U_*^\circ - \Theta_n}{T_1}.$$

Полученное выражение для $\dot{\Theta}_n$ является тангенсом угла наклона касательной в точке перегиба, т. е.

$$\dot{\Theta}_n = \operatorname{tg} \alpha_n = \frac{U_*^\circ - \Theta_n}{AN},$$

где $AN = T_1$ (рис. X.13). Таким образом, величина постоянной времени T_1 берется в единицах времени из осциллограммы рис. X.13.

Далее, подставив в уравнение (X.47) значение корней и преобразовав его, получим

$$1 - \frac{\Theta}{U_*^\circ} = e^{-\frac{T_1}{2T_2} t} \times$$

$$\times \left[\frac{(T_1 + \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}) e^{\frac{\sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2} t} - (T_1 - \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}) e^{-\frac{\sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2} t}}{2\sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}\right]. \text{(X.52)}$$

Это уравнение будет справедливым для любой i-й точки кривой переходного процесса. Поэтому находим значение T_2^2 графически, как абсциссу точки пересечения кривой и прямой (рис. X.14, *а*), построенных на основании уравнений (X.53).

$$\left.\begin{aligned} Y &= 1 - \frac{\Theta_i}{U_*^\circ}, \\ Y &= e^{-\frac{T_1}{2T_2} t_i} \times \\ &\times \left[\frac{(T_1 + \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}) e^{\frac{\sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2} t_i} - (T_1 - \sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}) e^{-\frac{\sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}{2T_2^2} t_i}}{2\sqrt{T_1^2 - 4T_2^2}}\right], \end{aligned}\right\} \qquad \text{(X.53)}$$

где значения Θ_i/U_*°, t_i и T_1 берутся из осциллограммы (рис. X.13).

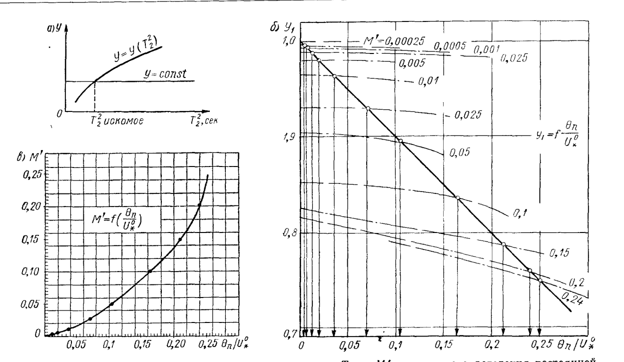


Рис. X.14. Схема графического определения параметров T_2 и M': *а* — схема определения постоянной времени T_2 графическим способом; *б* — схема определения координат рабочего графика $M' = f\left(\frac{\theta_n}{U_*^0}\right)$ графическим путем; *в* — рабочий график для определения коэффициента M' по данным осциллограммы

Описанный графоаналитический способ нахождения постоянной времени T_2 можно значительно упростить, сведя его к номограмме. Для этого, подставив в уравнение (X.47) и (X.50) значения корней Z_1, Z_2 и преобразовав эти уравнения, получим

$$1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}=$$

$$=\frac{(1+\sqrt{1-4M'})\,e^{\frac{-1+\sqrt{1-4M'}}{2M'T_2}t_n}-(1-\sqrt{1-4M'})\,e^{\frac{-1-\sqrt{1-4M'}}{2M'T_2}t_n}}{2\sqrt{1-4M'}};\qquad \text{(X.54)}$$

$$\frac{t_n}{T_2}=\frac{2M'}{-1-\sqrt{1-4M'}}\ln\left[\left(1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{2}\right],\qquad \text{(X.55)}$$

где

$$M'=\frac{T_2^2}{T_1^2}.$$

Подставив затем в уравнение (X.54) значение t_n/T_2 из выражения (X.55), запишем

$$1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}=$$

$$=\frac{(1+\sqrt{1-4M'})\,e^{\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{1+\sqrt{1-4M'}}\ln\left[\left(1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{2}\right]}-(1-\sqrt{1-4M'})\,e^{\ln\left[\left(1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{2}\right]}}{2\sqrt{1-4M'}}.\qquad \text{(X.56)}$$

Полученное уравнение связывает M' с Θ_n/U°_{*}.

Если построить кривую зависимости $M'=f\left(\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)$, то, имея осциллограмму разгона двигателя (рис. X.13) и определив по ней Θ_n/U°_{*} и T_1, можно легко найти постоянную времени T_2.

Построение кривой $M'=f\left(\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)$ было выполнено по результатам решения уравнения (X.56), найденным графическим способом. Решение производилось следующим образом. Для конкретного значения M' в плоскости с координатами Y_1 и Θ_n/U°_{*} по уравнениям (X.57)

$$\left.\begin{aligned} &Y_1=1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}};\\ &Y_1=\frac{(1+\sqrt{1-4M'})\,e^{\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{1+\sqrt{1-4M'}}\ln\left[\left(1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{2}\right]}-(1-\sqrt{1-4M'})\,e^{\ln\left[\left(1-\frac{\Theta_n}{U^{\circ}_{*}}\right)\frac{1-\sqrt{1-4M'}}{2}\right]}}{2\sqrt{1-4M'}},\end{aligned}\right\}\qquad \text{(X.57)}$$

представляющим левую и правую части уравнения (X.56), строились кривые $Y_1 = f\left(\frac{\Theta_n}{U^\circ_*}\right)$. Точка пересечения этих кривых определяла искомое отношение Θ_n/U°_* для принятого значения M'. Значения M' брались в интервале 0—0,25. Указанные построения приведены на рис. X.14, *б*, а искомый график $M' = f\left(\frac{\Theta_n}{U^\circ_*}\right)$ представлен на рис. X.14, *в*.

Зная отношения Θ_n/U°_* и T_1 (из осциллограммы), по графику (рис. X.14, *в*) можно найти значение $M = \frac{T_2^2}{T_1^2}$, откуда $T_2^2 = T_1^2 M'$.

Таким образом, сложные методы определения второй постоянной времени T_2^2 заменяются готовыми результатами, представленными в виде номограммы.

Следует отметить, что этой номограммой можно пользоваться не только для двигателей постоянного тока, но и для асинхронных электродвигателей, так как кривая переходного процесса в асинхронных двигателях имеет вид, близкий к кривой апериодического звена второго порядка (см. рис. X.13), и может быть описана в достаточном для практических целей приближении уравнением вида (X.43).

Пользоваться номограммой весьма просто: точность определения T_2^2 высока. Ошибки возникают в основном из-за отклонения реальной кривой от теоретической (случай асинхронного электродвигателя), полученной для апериодического звена второго порядка.

Удобство изложенного способа состоит в том, что приведение уравнения к виду, в котором величины Θ и U°_* представлены как отношения, позволяет несколько упростить эксперимент, так как нет необходимости измерять угловые скорости при записи кривой и определять масштаб записи по оси ординат. Однако, если известна угловая скорость электродвигателя или имеется возможность измерить последнюю, то в случае применения электродвигателя постоянного тока лучше пользоваться другим более простым и точным аналитическим способом определения постоянной времени T_2.

Второй способ применяется для определения постоянной времени T_2 в том случае, когда нагрузочные значения $J_н$ и $k_н$ соизмеримы или больше значений $J_{0э}i^2$ и $k_{0э}i^2$ электродвигателя.

Определение постоянной времени T_2 осуществляется в следующем порядке:

1. Снимают кривую переходного процесса (как и в первом способе), по которой определяют постоянную времени T_1.

2. Определяют значения параметров $C_e\Phi_0$ и $K_м\Phi_0$. Согласно формуле (X.6) противоэлектродвижущая сила E_0, электродвигателя в установившемся режиме ($\Theta = U^\circ_*$) выражается уравнением

$$E_0 = C_e\Phi_0 U^\circ_*,$$

откуда

$$C_e\Phi_0 = \frac{E_0}{U^\circ_*}.$$

Восстанавливающий момент одной пластины будет равен

$$M_n = \frac{\cos\alpha\,(r_1 - \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha)}{\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha} P_x \psi. \qquad (III.9)$$

При $r_1 = \lambda\,\mathrm{tg}\,\alpha$ и $\cos\left(\frac{l}{\lambda} + \alpha\right) - \cos\alpha \neq 0$ восстанавливающий момент равен нулю.

Учитывая уравнение (III.8), можно записать условие нулевого противодействующего момента

$$\mathrm{tg}\,\frac{l}{\lambda} = \frac{\frac{l}{\lambda}}{\frac{r_1 r_2}{l^2}\left(\frac{l}{\lambda}\right)^2 - 1}. \qquad (III.10)$$

Так как $\mathrm{tg}\,l/\lambda$ является периодической функцией, то уравнение (III.10) имеет бесконечное число решений для l/λ.

Если при графическом решении уравнения (III.10) принять самое меньшее значение для l/λ, соответствующее $M_n = 0$, и задаться величиной отношения радиусов r_1 и r_2 (для данного частного решения $r_1 = r_2$), то $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ и расчетное уравнение запишется в виде

$$r_1 = r_2 = \sqrt{\frac{Eh^2}{16{,}3\sigma}}. \qquad (III.11)$$

Необходимо отметить, что величина усилия P_x будет меняться в процессе работы с изменением температуры и угла ψ, так как при этом изменяется длина пластин. Если по приведенным уравнениям рассчитать опору таким образом, чтобы противодействующий момент в ней был равен нулю, то при работе опоры за счет отклонения усилия P_x от расчетной величины в опоре будет иметь место небольшой противодействующий момент, который уменьшается с изменением угла отклонения ψ.

Этот недостаток можно исключить, если с одной стороны поставить опору, у которой сила P_x растягивает пластины, а с другой — сжимает их. Такая комбинированная опора при правильном подборе размеров может иметь нулевой противодействующий момент в определенных пределах изменения угла ψ и не изменять этого момента при изменении температуры окружающей среды.

На рис. III.9, *б* представлены зависимости изменения общего момента $\frac{l}{EJ\psi} = M_n$ в функции отношения P_x/P_{x0}, вычисленные на основании уравнений (III.3), (III.4), (III.8), (III.9) для растянутых пластин (кривая *1*) и при $\frac{l}{\lambda} = 1{,}72$ для сжатых пластин (кривая *2*). Через P_{x0} обозначается растягивающее усилие при $M_n = 0$.

7. Примеры расчета и анализа следящих систем

В первом примере дана задача анализа работы (определение частоты и амплитуды автоколебаний) одной из систем; второй и третий примеры иллюстрируют решение задачи синтеза системы.

Пример 1. Принципиальная схема следящей системы соответствует схеме, представленной на рис. X 5, *а*, а ее движение описывается уравнением (X.16). Требуется определить частоту и амплитуду автоколебаний системы, если половина зоны нечувствительности $a_0 = 1{,}2° = 0{,}02095$ *рад*, передаточное число редуктора $\iota = 500$, а параметры системы имеют следующие значения: $T_1 = 0{,}08$ *сек*; $T_2^2 = 2{,}087 \cdot 10^{-5}$ *сек*^{2}, $U_* = 1{,}555$ *рад/сек* и $\Delta t = 0{,}006$ *сек*. Значение параметра

$$M' = \frac{T_2^2}{T_1^2} = \frac{2{,}087 \cdot 10^{-5}}{0{,}08^2} = 3{,}26 \cdot 10^{-3}.$$

Выражаем запаздывание Δt и зону нечувствительности $2a_0$ в безразмерных относительных единицах

$$\tau = \frac{\Delta t}{T_1} = \frac{0{,}006}{0{,}08} = 0{,}075;$$

$$a = \frac{a_0}{U_* T_1} = \frac{0{,}02095}{1{,}555 \cdot 0{,}08} = 0{,}1684;$$

Определяем по соответствующим графикам частоту автоколебаний ω_0. Поскольку для данной величины запаздывания $\tau = 0{,}075$ нет графика, нужно воспользоваться графиками для $\tau_1 = 0{,}05$ (рис. X 8,*а*) и $\tau_2 = 0{,}1$ (рис. X 8, *б*) с охватывающими кривыми $M_1' = 2{,}5 \cdot 10^{-4}$ и $M_2' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$.

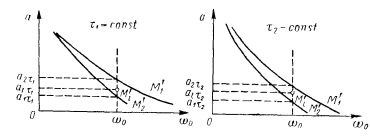


Рис. X 15 Схемы вычисления частоты автоколебаний ω_i путем интерполяции

Формулы интерполяции в этом случае согласно рис X 15 имеют вид

$$\left.\begin{aligned} \omega_{i\tau_1} &= \omega_{1\tau_1} + \frac{M_2' - M_i'}{M_2' - M_1'}(\omega_{2\tau_1} - \omega_{1\tau_1}); \\ \omega_{i\tau_2} &= \omega_{1\tau_2} + \frac{M_2' - M_i'}{M_2' - M_1'}(\omega_{2\tau_2} - \omega_{1\tau_2}); \\ \omega_i &= \omega_{i\tau_2} + \frac{\tau_2 - \tau_i}{\tau_2 - \tau_1}(\omega_{i\tau_1} - \omega_{i\tau_2}). \end{aligned}\right\} \qquad (X\ 62)$$

Используя графики, представленные на рис. X.8, *а*, *б*, выписываем для $a_i = 0{,}1684$ значения частот (см. точки, отмеченные крестиками на рис. X.8, *а*, *б*) $\omega_{1\tau_1} = 1{,}555$; $\omega_{2\tau_2} = 1{,}462$; $\omega_{2\tau_1} = 1{,}602$; $\omega_{2\tau_2} = 1{,}507$ и по формулам (X.62) находим

$$\omega_{i0,05} = 1{,}555 + \frac{2{,}5 \cdot 10^{-2} - 3{,}26 \cdot 10^{-3}}{2{,}5 \cdot 10^{-2} - 2{,}5 \cdot 10^{-4}} (1{,}602 - 1{,}555) = 1{,}596.$$

$$\omega_{i0,1} = 1{,}462 + \frac{2{,}5 \cdot 10^{-2} - 3{,}26 \cdot 10^{-3}}{2{,}5 \cdot 10^{-2} - 2{,}5 \cdot 10^{-4}} (1{,}507 - 1{,}462) = 1{,}466;$$

$$\omega_i = 1{,}466 + \frac{0{,}1 - 0{,}075}{0{,}1 - 0{,}05} (1{,}596 - 1{,}466) = 1{,}531.$$

Тогда круговая частота автоколебаний в размерной форме

$$\Omega = \frac{\omega_i}{T_1} = \frac{1{,}531}{0{,}08} = 19{,}14 \text{ рад/сек},$$

или частота автоколебаний

$$\nu = \frac{\Omega}{2\pi} = \frac{19{,}14}{2\pi} = 3{,}044 \text{ гц}.$$

Определяем по формуле (X.33) амплитуду автоколебаний

$$b_0^2 = \frac{8 + 4\sqrt{4 - \pi^2 a^2 \omega_i^2 [(1 - M'\omega_i^2)^2 + \omega_i^2]}}{\pi^2 \omega_i^2 [(1 - M'\omega_i^2)^2 + \omega_i^2]} =$$

$$= \frac{8 + 4\sqrt{4 - \pi^2 0{,}1684^2 \cdot 1{,}531^2 [(1 - 3{,}26 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}531^2)^2 + 1{,}531^2]}}{\pi^2 \cdot 1{,}531^2 [(1 - 3{,}26 \cdot 10^{-3} \cdot 1{,}531^2)^2 + 1{,}531^2]} = 0{,}1744,$$

или $b_0 = \sqrt{0{,}1744} = 0{,}418$.

Амплитуда автоколебаний в размерной форме

$$B = b_0 U_* T_1 = 0{,}418 \cdot 1{,}555 \cdot 0{,}08 = 0{,}052 \text{ рад} = 2{,}98°.$$

Пример 2. Принципиальная схема следящей системы соответствует схеме, представленной на рис. X.5, *а*, а уравнения ее движения имеют вид (X.16).

Рассчитать параметры следящей системы с выходной мощностью 4 *вт*, предназначенной для работы в схеме токопередающего устройства гироскопа направления (рис. X.2, *в*). Динамическая ошибка системы в отработке угла не должна превышать $\gamma_0 = 2° = 0{,}0349$ *рад*.

По заданной мощности выбираем соответствующий электродвигатель постоянного тока с независимым возбуждением и параметрами: напряжение питания $U_0 = 26$ *в*, номинальные обороты $\dot{\alpha} = 8000$ *об/мин* $= 838$ *рад/сек*, номинальный ток якоря $I \approx 1$ *а*.

Постоянные времени системы принимаем равными $T_1 = 0{,}1$ *сек*, $T_2^2 = 2{,}5 \times \times 10^{-4}$ *сек* (но они могут быть определены одним из способов, предложенных в п. 6, стр. 455).

Поскольку входная мощность электродвигателя велика для нормальной работы контактного устройства (рис. X.5, *а*), в схему необходимо включить реле в качестве усилителя. Пусть время срабатывания реле, которое мы принимаем за время запаздывания системы, $\Delta t = 0{,}01$ *сек*.

1262—J

Определяем значения коэффициента M' и безразмерной величины запаздывания τ

$$M' = \frac{T_2^2}{T_1^2} = \frac{2{,}5 \cdot 10^{-4}}{0{,}1^2} = 2{,}5 \cdot 10^{-2};$$

$$\tau = \frac{\Delta t}{T_1} = \frac{0{,}01}{0{,}1} = 0{,}1.$$

Находим установившуюся скорость вращения выходной оси следящей системы U_*. Для этого согласно методу, описанному в настоящей главе, необходимо предварительно выбрать либо значение зоны нечувствительности $2a_0$, либо передаточное число i.

В рассматриваемом примере целесообразнее выбирать передаточное число i, которое определяют на основании следующих соображений. Угловая скорость токопередающего устройства (выходной оси следящей системы) должна быть больше возможной максимальной угловой скорости платформы, на которой устанавливается гироскоп направления, иначе произойдет закручивание гибких проводников токопередающего устройства. Обычно максимальная угловая скорость движущегося объекта не превышает 0,2—0,5 *рад/сек*. Следовательно, передаточное число не должно превышать

$$i = \frac{\dot{\alpha}}{0{,}5} = \frac{838}{0{,}5} = 1675.$$

В целях упрощения схемы редуктора и создания запаса угловой скорости следящей системы берем $i = 750$. При этом

$$U_* = \frac{\dot{\alpha}}{i} = \frac{838}{750} = 1{,}12 \text{ рад/сек}.$$

Подбираем для проектируемой системы частоту автоколебаний ω_0 по графикам (рис. X.8 и X.9) с условием, чтобы относительное значение амплитуды автоколебаний b_0 не превышало заданную динамическую точность

$$b_{0доп} \leqslant \frac{\gamma_0}{U_* T_1} = \frac{0{,}0349}{1{,}12 \cdot 0{,}1} = 0{,}312.$$

Из графиков $b_0 = f(\omega_0)$ (рис. X.9) видим, что значение $b_{0\,доп} = 0{,}312$ можно обеспечить, приняв зону нечувствительности $2a_0 \leqslant 0{,}4$. Наличие запаздывания в системе еще больше ограничит сверху подбираемые значения a. При запаздывании $\tau = 0{,}10$ значение a для получения заданной точности не должно превышать $a \leqslant 0{,}05$. Как следует из графика, представленного на рис. X.8, *б*, при зоне нечувствительности $a = 0{,}05$ и $M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ частота $\omega_0 = 2{,}05$.

Согласно графику $b_0 = f(\omega_0)$ (рис. X.9, *б*) для данных $a = 0{,}05$; $M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ и $\omega_0 = 2{,}05$ амплитуда автоколебаний выходной оси следящей системы должна быть $b_0 = 0{,}275$, что меньше $b_{0\,доп} = 0{,}312$. Таким образом, значение $\omega_0 = 2{,}05$ удовлетворяет заданной точности.

По относительным значениям определяем конкретные значения параметров проектируемой системы

$$a_0 = aU_* T_1 = 0{,}05 \cdot 1{,}12 \cdot 0{,}1 = 0{,}0056 \text{ рад} = 0{,}32^\circ \; (2a_0 = 0{,}64^\circ), \; i = 750.$$

При этом

$$\Omega = \frac{\omega_0}{T_1} = \frac{2{,}05}{0{,}1} = 20{,}5 \text{ рад/сек}.$$

Частота автоколебаний

$$\nu = \frac{\Omega}{2\pi} = \frac{20{,}5}{2\pi} = 3{,}26 \text{ гц}.$$

Амплитуда автоколебаний

$$B = b_0 U_* T_1 = 0{,}275 \cdot 1{,}12 \cdot 0{,}1 = 0{,}0308\ \text{рад} = 1{,}77^\circ < \gamma_0 = 2^\circ.$$

Пример *3*. Рассчитать параметры следящей системы с выходной мощностью **4** *вт*, предназначенной для работы в качестве усилителя момента на оси гироскопа (рис. X.3). Динамическая ошибка в отработке угла не должна превышать $\gamma_0 = 20'$, что составляет 0,00582 *рад*.

Выбрав тот же электродвигатель, что и в примере 2, с параметрами $\dot\alpha = 8000$ *об/мин* $= 838$ *рад/сек*; $U_0 = 26$ *в*; $I = 1a$, получив те же параметры $T_1 = 0{,}1$ *сек*; $T_2^2 = 2{,}5 \cdot 10^{-4}$ *сек*^{2}; $\Delta t_1 = 0{,}01$ *сек* и уменьшив передаточное число редуктора до $i = 500$ (с целью получения более высокой частоты автоколебаний), определим

$$U_* = \frac{\dot\alpha}{i} = \frac{838}{500} = 1{,}676\ \text{рад/сек}$$

и

$$M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}.$$

Проверим возможность получения заданной точности при данных значениях параметров системы. Допустимая амплитуда автоколебаний $b_{0доп}$ при заданной точности должна быть

$$b_{0доп} = \frac{\gamma_0}{U_* T_1} = \frac{0{,}00582}{1{,}676 \cdot 0{,}1} = 0{,}0347.$$

Из графиков, представленных на рис. X.8 и X.9, видим, что при данных исходных значениях M' и τ_1 нельзя непосредственным подбором параметров системы получить автоколебания с амплитудой $b_0 \leqslant 0{,}0347$. В этом случае для обеспечения заданной точности можно воспользоваться методом принудительной синхронизации, изменив схему согласно рис. X.5, *в*. В схеме помимо силового реле должно быть поляризованное реле, которое увеличит запаздывание в системе до $\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_n$, где Δt_n — время срабатывания поляризованного реле.

Найдем общее время запаздывания системы Δt, для чего нужно знать время срабатывания поляризованного реле. Выбираем поляризованное реле типа РП-5, имеющее следующие параметры: сопротивление каждой из трех управляющих обмоток $R_n = 6000 \pm 15$ *ом*, ток срабатывания $I_{cp} = 0{,}058 \div 0{,}24$ *ма*, время срабатывания якоря ~ 6 *м сек*, время перемещения якоря между контактами ~ 4 *м сек*. Следовательно, время $\Delta t_n = 6 + 4 = 10$ *м сек*. Тогда общее время запаздывания системы будет $\Delta t = 0{,}01 + 0{,}01 = 0{,}02$ *сек*.

Зная ток срабатывания и сопротивление управляющих обмоток реле R_n, выразим зону нечувствительности системы a_0' через напряжение срабатывания реле и угол поворота щетки входной оси следящей системы, обеспечивающий данное напряжение срабатывания. Напряжение срабатывания реле

$$a_0' = R_n I_{cp} = 6000\,(0{,}058 \div 0{,}24)\,10^{-3} = (0{,}348 \div 1{,}44)\ \text{в}.$$

Наихудший случай (относительно величины амплитуды автоколебаний) будет при $a_0' = 1{,}44$ *в*.

Полученное значение напряжения a_0' является исходным при подборе параметров потенциометра *П* (рис. X.5, *в*). Это напряжение a_0' должно быть подано с потенциометра на управляющую обмотку реле при повороте щетки *r*, соединенной с выходной осью гироскопа, на угол, не превышающий $\gamma_0 = 0{,}00582$ *рад* (заданная точность системы).

Примем значение зоны нечувствительности $a_0 = 0{,}005$ *рад*, что меньше γ_0.

Выразим запаздывание Δt и зону нечувствительности a_0 в безразмерных относительных единицах

$$\tau = \frac{\Delta t}{T_1} = \frac{0{,}02}{0{,}1} = 0{,}2;$$

$$a = \frac{a_0}{U_* T_1} = \frac{0{,}005}{1{,}676 \cdot 0{,}1} = 0{,}0298.$$

Определим частоту автоколебаний ω_0; по кривой $M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ (рис. X.8, *г*) для $a = 0{,}0298$ и $\tau = 0{,}2$ находим $\omega_0 = 1{,}77$.

Найдем амплитуду автоколебаний b_0. Поскольку для данной зоны нечувствительности $a = 0{,}0298$ график $b_0 = f(\omega_0)$ не приведен, нужно воспользоваться имеющимися графиками для $a = 0{,}02$ (рис. X.9, *а*) и $a = 0{,}05$ (рис. X.9, *б*) и с помощью интерполяции найти b_0 для исходного значения $a = 0{,}0298$, $M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ и $\omega_0 = 1{,}77$.

Из графика, представленного на рис. X.9, *а* для $a = 0{,}02$, $M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ и $\omega_0 = 1{,}77$, находим $b_{0\,0{,}02} = 0{,}35$.

Из графика, представленного на рис. X.9, *б* для $a = 0{,}05$, $M' = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$ и $\omega_0 = 1{,}77$, находим $b_{0\,0{,}05} = 0{,}36$.

Тогда

$$b_0 = b_{0_{0,02}} + \frac{a_{0,05} - a_{0,0298}}{a_{0,05} - a_{0,02}} (b_{0_{0,05}} - b_{0_{0,02}}) = 0{,}35 +$$

$$+ \frac{0{,}05 - 0{,}0298}{0{,}05 - 0{,}02} (0{,}36 - 0{,}35) = 0{,}357.$$

Выбираем амплитуду m и частоту $\omega_в$ синхронизирующей внешней силы. Согласно рекомендациям (см. п. 5) амплитуда m для $a \leqslant 0{,}1$ выбирается из неравенства $m \geqslant 0{,}3$. Принимаем $m = 0{,}4$. Для определения частоты синхронизирующих колебаний $\omega_в$ строим треугольник (рис. X.16), высота которого при частоте $\omega'_в = 2\,\omega_0 = 2 \cdot 1{,}77 = 3{,}54$ равна $\frac{b_0}{4} = \frac{0{,}357}{4} = 0{,}0893$, а при частоте

$$\omega''_в = \frac{\pi - 2 \arcsin \frac{a}{m}}{\tau} = \frac{\pi - 2 \arcsin \frac{0{,}0298}{0{,}04}}{0{,}2} = 7{,}6$$

обращается в нуль, что соответствует нулевой амплитуде вынужденных колебаний $b_в = 0$.

Рис. X.16. Треугольник подбора частоты синхронизирующих колебаний по заданной точности γ_0 (к примеру 3)

Из треугольника (рис. X.16) находим $\omega_в = 5{,}99$. Таким образом, при частоте синхронизирующих колебаний $\omega_в = 5{,}99$ и амплитуде $m = 0{,}4$ выходная ось следящей системы колеблется с амплитудой, не превышающей 20 угловых минут.

Круговая частота синхронизирующих колебаний будет равна

$$\Omega_в = \frac{\omega_в}{T_1} = \frac{5,99}{0,1} = 59,9 \text{ рад/сек},$$

что составляет $\nu_в = \frac{59,9}{2\pi} = 9,54$ *гц*.

В заключение следует отметить, что данная методика остается справедливой и для расчета релейных следящих систем с электродвигателем, работающим на переменном токе, если его уравнение можно привести к виду $T_2^2 \dddot{X}_1, + T_1\ddot{X}_1 + \dot{X}_1 = U(X)$. При этом изменится лишь способ определения постоянной времени T_2.

Анализ результатов, полученных теоретическим и экспериментальным путем, показал, что ошибки в решении задач предложенным способом не превышают 20%.

Литература

1. Агейкин Д. И. и др. Руководство по проектированию элементов и систем автоматики. Вып 2. М., Оборонгиз, 1959.

2. Азбель Н. В. и Матвеева Е. Н. К вопросу расчета шарикоподшипников многоточечного касания. 1955 (Труды Ижевского механического института. Вып. 1).

3. Арутюнов В. О. Расчет и конструирование электроизмерительных приборов. Госэнергоиздат, 1949.

4. Асс Б. А. и Жукова И М. Детали и углы авиационных приборов и их расчет. М., изд. «Машиностроение», 1966.

5. Бабаева Н. Ф, Ерофеев В. М. и др. Детали и элементы гироскопических приборов. Л., Судпромгиз, 1962.

6. Белевцев А. Т. Потенциометры. М , Оборонгиз, 1962.

7. Бесекерский В. А. Применение вибраторов для устранения нелинейностей в автоматических регуляторах. — «Автоматика и телемеханика», 1947, № 6.

8. Бесекерский В. А., Орлов В. П., Полонская Л. В., Федоров С. М. Проектирование следящих систем малой мощности. Л., Судпромгиз, 1957.

9. Бессерер К. У. Инженерный справочник по управляемым снарядам. М , Военное издательство МО СССР, 1962.

10. Бессонов А. Г. О замене воздушной среды на водородную. 1960 (Труды ЛИАП. Вып 33).

11. Бессонов А. Г. Динамическое осевое смещение центра тяжести ротора гироскопа и способы его устранения. — Приборостроение. ЛИТМО, 1960 (Изв. вузов. Т. III, № 6).

12. Бессонов А. Г. Смещение центра тяжести ротора, имеющего форму стакана с учетом температурной деформации. — Приборостроение. ЛИТМО, 1961 (Изв. вузов. Т. IV, № 2).

13. Бессонов А Г. О деформации ротора и уходе гироскопа на подвижном основании. 1962 (Труды ЛИАП. Вып. 39).

14. Бессонов А. Г. Температурная деформация ротора с экваториальной плоскостью симметрии. — Вопросы прикладной гироскопии. Л., Судпромгиз, 1962, № 3.

15. Бессонов А. Г. Влияние зазора между ротором и гирокамерой на величину аэродинамического сопротивления гиромотора. — Приборостроение, ЛИТМО, 1961 (Изв. вузов. Т. IV, № 1).

16. Бессонов А. Г. Основание взаимосвязи конструкции и аэродинамики гиромоторов. — Приборостроение. ЛИТМО, 1965 (Изв. вузов. Т. VIII, № 1).

17. Бессонов А. Г. Методика приближенного расчета аэродинамических потерь гиромотора. — Приборостроение. ЛИТМО, 1966 (Изв. вузов. Т. IX, № 3).

18. Богданович М. М., Ильин П. А. Гироскопические приборы и устройства. Л., Судпромгиз, 1961.

19. Бочков В. С. Статическое равновесие подшипника на жестком валу под действием произвольной нагрузки. М., 1962 (Труды ВНИПП № 3).

20. Бочков В. М. Теоретическое исследование смещения центра тяжести радиально-упорного подшипника при комбинированной нагрузке. М., 1962 (Труды ВНИПП № 6).

21. Браславский Д. А., Логунов С. С. Приборы на самолете. М., Оборонгиз, 1947.

22. Буйлов А. В. Основы электроаппаратостроения. М., Госэнергоиздат, 1946.

23. Васильев Д. В., Чуич В. Г. Расчет систем автоматического управления. М. — Л., Машгиз, 1959.

24. Владимирский В. В., Калебин С. М. Об устойчивости вращающихся ферромагнитных тел, подвешенных в магнитном поле. — «Приборы и техника эксперимента», 1959, № 2.

25. Вопросы прикладной гироскопии. Вып. 3. Л., Судпромгиз, 1962.

26. Гевондян Т. А., Киселев Л. Т. Приборы для измерения и регистрации колебаний. М., Машгиз, 1962.

27. Горжевский И. И. Гистерезисные электродвигатели, М., ЦИНТИ ЭПП, 1959.

28. Данилин В. П. Гироскопические приборы. М., изд. «Высшая школа», 1965.

29. Делекторский Б. А., Орлов И. И. К расчету аэродинамического момента сопротивления гиродвигателя, работающего в воздухе. — Приборостроение. ЛИТМО, 1965 (Изв. вузов. Т. VIII, № 6).

30. Дроздович В. Н. Исследование жидкостных опор для гироскопических приборов. Автореферат диссертации. ЛИТМО, 1955.

31. Дроздович В. Н. О смазке сферического подпятника. — Вопросы теории и расчета гироприборов и приборов точной механики. Вып. 36, Л., 1958. (Труды ЛИТМО. Вып. 36).

32. Дубенский А. А., Чалова Е. П. Асинхронные гиродвигатели. МАИ, 1965.

33. Дымшиц А. М. Индукционные датчики угла. М., 1964.

34. Едигарян Ф. С. Комплексное исследование основных видов износа подшипников качения. Автореферат кандидатской диссертации. Киев, КИГВФ, 1964.

35. Епифанов А. Д. Надежность автоматических систем. М., Машиностроение, 1964.

36. Ермолин Н. П. Электрические машины малой мощности. Изд. «Высшая школа», 1962.

37. Ерофеев В. М. Принудительная синхронизация релейно-контактных автоматических систем. 1956 (Труды ЛИАП. Вып. 17).

38. Ерофеев В. М. Об уточнении приближенных периодических решений при наличии в автоматической системе зоны нечувствительности и запаздывания. 1956 (Труды ЛИАП. Вып. 17).

39. Желудков В. Н. Упругие направляющие в приборах. — Приборостроение. ЛИТМО, 1963. (Изв. вузов. Т. VI, № 2).

40. Желудков В. Н. О расчете некоторых упругих элементов приборов. — Приборостроение. ЛИТМО, 1964 (Изв. вузов. Т. VII, № 5).

41. Желудков В. Н. Расчет симметричного перекрестного шарнира. — Приборостроение, ЛИТМО, 1965 (Изв. вузов. Т. VIII, № 5).

42. Жуковский В. С. Техническая термодинамика. М., Гостехиздат, 1952.

43. Завалишин Д. А. и др. Электрические машины малой мощности. Изд. «Энергия», 1964.

44. Зайцев М. И., Сломянский Г. А. Новые направления развития гироскопов. Технология и конструирование гироприборов. М., Изд. «Машиностроение», 1964 (Труды МАТИ № 59).

45. Игнатьев Г. А. Методика расчета подшипников качения на долговечность и надежность. 1965 (Труды ВНИИП № 3).

46. Ильин П. А., Сергеев М. А. Исследование двухстепенного гирокомпаса с жидкостной опорой. — Приборы точной механики. 1954 (Труды ЛИТМО. Вып. 14).

47. Каазик П. Ю., Несговорова Е. Д. Управляемые асинхронные двигатели. М., Изд. «Энергия», 1965.

48. Капица П. Л. Гидродинамическая теория смазки при качении. ЖТФ, 1955. Т. 25, вып. 4.

49. Кац С. М. Балансирные динамометры для измерения вращающего момента. М. — Л., Госэнергоиздат, 1962.

50. Кацнельсон О. Г. и Эдельштейн А. С. Магнитная подвеска в приборостроении. Л., Изд. «Энергия», 1966.

51. Козлов А. С. Теория авиационных гироскопических приборов. М., Оборонгиз, 1956.

52. Комисар М. И. Авиационные электрические машины. М., Оборонгиз, 1959.

53. Комисар М. И. Электрические машины гироскопических систем. М., Оборонгиз, 1963.

54. Коник Б. Х. Исследование реактивных моментов в некоторых типах микромашин. Л., Судпромгиз, 1959.

55. Константинеску В. Н. Подшипники с воздушной смазкой. Передовой научно-технический и производственный опыт. АН СССР, Институт информации, 1958. Тема 22, № 14-58-432/18.

56. Королев А. И., Зинкин С. И., Иванов Ю. Г. К расчету кинетического момента гироскопа, работающего на выбеге. Л., 1964 (Труды ЛИАП. Вып. 44).

57. Короcташевский Р. В. Методика расчета радиальных зазоров в радиально-упорных шарикоподшипниках с четырех- и трехточечным контактом. М., 1964 (Труды ВНИПП № 3).

58. Костецкий Б. И., Едигарян Ф. С. — Трение, смазка и износ. Киев, 1964 (Труды КИГВФ. Вып. 4).

59. Кочетков В. Т., Половко А. М., Пономарев В. М. Теория систем телеуправления и самонаведения ракет. М., Изд. «Наука», 1964.

60. Кравченко В. Я., Михельсон А. Э. К вопросу о свободном парении твердых и жидких шаров. Прикладная магнитогидродинамика. АН Латвийской ССР, 1961 (Труды Института физики. Вып. 12).

61. Красовский А. А., Поспелов Г. С. Основы автоматики и технической кибернетики. М., Госэнергоиздат, 1962.

62. Кубинек М. К вопросу о шумности подшипников качения. М., 1964 (Труды ВНИПП № 2).

63. Кудревич Б. И. Теория и практика гироскопического компаса. Ч. 4, Л., Военмориздат, 1939.

64. Кудревич Б. И. Избранные труды. Изд-во Управления начальника Гидрографической службы ВМФ, 1959.

65. Куцевалов В. М. Вопросы теории и расчета асинхронных машин с массивными роторами. М., Изд. «Энергия», 1966.

66. Ламб Г. Гидродинамика. М., Гостехиздат, 1947.

67. Лебедев А. А., Карабанов В. А. Динамика систем управления беспилотными летательными аппаратами. М., Изд. «Машиностроение», 1965.

68. Левицкий М. Я. Проволочные потенциометры. Москва—Киев, Машгиз, 1961.

69. Лившиц Н. А., Спицын Д. В., Данилин А. В. Теория и расчет элементов автоматических систем. Приводные механизмы. Изд. ВЭТА, 1939.

70. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. II. М., Гостехтеоретиздат, 1955.

71. Промышленность Белоруссии. Магнитный подшипник, 1962, № 8 (51).

72. Майоров С. А., Сормянский П А. О гироскопическом эффекте и верчении шариков в шарикоподшипнике. Изв. АН СССР. Отд. техн. наук, 1958, № 2.

73. Макаров В. А. Расчет аэростатических направляющих. — «Станки и инструмент», 1964, № 5.

74. Макаров В. А. Экспериментальное исследование динамических характеристик аэростатических направляющих. — «Станки и инструмент», 1964, № 9.

75. Маликов И. Г., Половко А. М., Романов Н. А., Чукреев П. А. Основы теории и расчета надежности. Л., Судпромгиз, 1960.

76. Мастяев Н. З., Орлов И. Н. Гистерезисные электродвигатели. Ч. I и II, МЭИ, 1963.

77. Миславский В. Н. Трение в приборных подшипниках и некоторые его особенности. — «Подшипник», 1952, № 5.

78. Мкртчян Д. П., Хрущев В. В. Однофазовые сельсины. Л., Судпромгиз, 1957.

79. Нейман Л. Р. Поверхностный эффект в ферромагнитных телах. М., Госэнергоиздат, 1949.

80. Нейман Л. Р., Калантаров П. Л. Теоретические основы электротехники. Ч. I, Госэнергоиздат, 1964.

81. Нестеренко А. Д., Орнатский П. П. Детали и узлы приборов. Киев, Изд. «Техника», 1965.

82. Никитин Е. А., Шестов С. А. Магнитный подвес для поплавковых приборов. — Приборостроение. ЛИТМО, 1961 (Изв. вузов. Т. IV, № 6).

83. Одинцов А. А. Проектирование электроэлементов гироскопических устройств. М., Изд. «Высшая школа», 1962.

84. Ольман Е. В., Соловьев Я. И., Токарев В. П. Автопилоты. М., Оборонгиз, 1946.

85. Основы автоматического регулирования. Под ред. проф. В. В. Солодовникова. Т. II, ч. I, М., Машгиз, 1959.

86. Павлов В А. Авиационные гироскопические приборы. М., Оборонгиз, 1954.

87. Павлов В. А. Рациональная форма ротора, обусловливаемая требованиями повышенной точности гироскопических приборов. 1958 (Труды ЛИАП. Вып. 19).

88. Павлов В. А. Теория гироскопа и гироскопических приборов. Л., Изд. «Судостроение», 1964.

89. Павлов В. А., Понырко С. А., Хованский Ю. М Стабилизация летательных аппаратов и автопилоты. М., Изд. «Высшая школа», 1964.

90. Панфилов Е. А. Исследование фитильной системы высокоскоростных подшипниковых узлов. — Подшипниковая промышленность. Вып. 4, М., НИИ Автосельхозмаш, 1964.

91. Пельпор Д. С. Теория гироскопических стабилизаторов. М., изд. «Машиностроение», 1965.

92. Подшипники качения. Справочное пособие. Под ред. Спицына Н. А. и Спришевского Г. А. М., Машгиз, 1961.

93. Попов Е. П. Учет влияния нелинейности при расчете следящих систем. — «Автоматика и телемеханика». 1953. Т. 14, № 6.

94. Попов Е. П. Динамика систем автоматического регулирования. М., Гостехиздат, 1954.

95 Приборостроение и средства автоматики. Т. II, кн. 1. Справочник. М., Изд. «Машиностроение», 1961.

96. Применение упругих шарниров. Экспресс-информация. Испытательные приборы и стенды, точная механика и оптика. М., 1963, № 29 (Реферат 177).

97. Пульер Ю. М. Индукционные электромеханические элементы вычислительных и дистанционно-следящих систем. М., Изд. «Машиностроение», 1964.

98. Ривкин С. С. Теория гироскопических устройств. Ч. 1, 2, Л., Изд. «Судостроение», 1962; 1964.

99. Родионов Е. М. Моменты, возникающие от погрешности формы поверхностей качения шарикоподшипника. Технология и конструирование гироприборов. М., Изд. «Машиностроение», 1964 (Труды МАТИ № 59).

100. Сайдов П. И., Слив Э. И., Чертков Р. И. Вопросы прикладной теории гироскопов. Л , Судпромгиз, 1961.

101. Селезнев В. П. Навигационные устройства. М., Оборонгиз, 1961.

102. Серенсен С. В. и др. Валы и оси. М., Машгиз, 1959.

103. Сергеев М. А. Исследование двухстепенного гирокомпаса с воздушными шаровыми опорами. Автореферат диссертации. ЛИТМО, 1956.

104. Сивоконенко И. М. Опоры подвижных систем приборов. Л., Судпромгиз, 1952.

105. Ю. Н. Соколов. Приближенный расчет основных параметров поплавкового гироскопа. Л., 1963 (Труды ЛИАП, Вып. 40).

106. Скорынин Ю. В. Надежность и долговечность опор подвижных систем приборов. Минск, изд. «Наука и техника», 1965.

107. Сломянский Б. А. и Придилов Ю. Н. Поплавковые гироскопы и их применение. М., Оборонгиз, 1958.

108. Соловьев Я. И. Гироскопические приборы и автопилоты М., Оборонгиз, 1947.

109. Спицын Н. А. и др. Шарикоподшипники, работающие без смазки при повышенных скоростях. М., 1964 (Труды ВНИПП № 3).

110. Спицын Н. А., Политов В. А. и др. Исследование моментов трения и энергетических потерь в подшипниках качения. М., 1965 (Труды ВНИПП № 1).

111. Спицын Н. А., Циплянова Н. С. Методические указания по проектированию и поверочному расчету особобыстроходных шарикоподшипников. М., 1963 (Труды ВНИПП № 2).

Выбор оптимальных соотношений в датчике моментов. Величина момента на ватт потребляемой мощности определяется по формуле

$$\frac{M}{P}=\frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{1}{1+\frac{P_1}{P_2}}=\frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{1}{1+\frac{r_1}{\operatorname{Re}\dot{z}_э}}.$$

Для ДМ с полым немагнитным ротором и ферромагнитным шихтованным ротором, имеющим по поверхности немагнитную втулку,

$$\operatorname{Re}\dot{z}_э=\frac{r_2X_m^2}{r_2^2+X_m^2}.$$

Тогда

$$\frac{M}{P}=\frac{p}{2\pi f}\cdot\frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_2}+\frac{r_1}{r_2^2}+\frac{r_1}{X_m^2}}.$$

Полученное выражение в первом приближении можно использовать и для двигателей с ферромагнитным омедненным ротором.

Назовем идеализированным моментным двигателем ДМ, у которого $r_1=0$; для него $\left(\frac{M}{P}\right)_{ид}=\frac{p}{2\pi f}$ имеет максимально возможное значение. Отношение $\eta=\frac{\frac{M}{P}}{\left(\frac{M}{P}\right)_{ид}}$ называется коэффициентом использования ДМ по моменту. Его величина равна

$$\eta=\frac{\frac{1}{r_2}}{\frac{1}{r_2}+\frac{r_1}{r_2^2}+\frac{r_1}{X_m^2}}. \qquad \textbf{(IX.26)}$$

Из выражений для параметров двухфазной **электрической машины** с полым немагнитным ротором имеем

$$\left.\begin{aligned}\frac{1}{r_2}&=k_1\Delta;\\ \frac{1}{X_m}&=k_2(\Delta+\delta_1),\end{aligned}\right\} \qquad (IX.27)$$

где

$$k_1=\frac{D}{2{,}55k_л\rho_2l\,(wk_w)^2};$$

$$k_2=\frac{k_\delta p^2}{4f\mu_0lD\,(wk_w)^2};$$

δ_1 — «чистый» воздушный зазор ДМ;
Δ — толщина немагнитного стакана.

135. Шишеев М. Д. Виброустойчивость аэродинамических подшипников. — «Станки и инструмент», 1965, № 2.

136. Шишмарев В. Ю, Захарова Л. И., Уразаев З. Ф. Методика расчета токосъемных щеток для потенциометров гироприборов. 1964 (Труды МАТИ. Вып. 59).

137. Шляндин В. М. Элементы автоматики и телемеханики. М., Оборонгиз, 1954.

138. Юрьев Б. Н. Экспериментальная аэродинамика. Ч. I, М., ОНТИ, 1939.

139. Barich T. Oseillation life of ball and roller bearings. «Mach. Design», 1960, 32, № 18, 113.

140. Better Gyros for Inertial Systems Interavia 1964, V 19, № 1.

141. Davis S. A, Ledgerwood B. K. Electromechanical components for servomechanisms. N. Y. 1961.

142. Endert H. «Das Strömungslager als Bauelement der Feinmechanik» Feingerätetechnik 4, Ig, Heft 7, Juli 1955.

143. Harris T. A. «Bearing lubrication» Prod. Engng, 1965, 36, N 8 p. 76. (Экспресс-информация. Детали машин, 1965, № 26, реферат 108).

144. Lehmann R. Erfahrungen mit Luftlagern. Feingerätetechnik 9, Ig., Heft 4, 1960.

145. Loxham John. «Design of hydrostatic bearings». «Mech. Engr» 1965, 12, N 3.

146. Mori Harno, Vabe Hiroshi, Ono Takayuki. «Theory of externally pressurized circular thrust porous gas bearing» «Paper. Amer. Soc. Mech. Engrs». 1964. N Lub — 19, 26.

147. Patterson A. G. Gas lubrication applied to gyros «Instrum Practice». 1962, V. 16, N 4.

148. Rippel Harry C. «Design of hydrostatic bearings». «Mach. Design», 1963, 35, N 18, 19, 20, 21, 23.

149. Schlitt H. «Investigations of a bearing for small angular deflections without any friction and with negligible restoring torque». Journal of applied Physics, vol. 20, N 4, April, 1949.

150. Steger A. Theoretische Überlegungen zur Entstehung der Laufgeränsches von Wälzlager. Berlin, 1928.

151. Stellrecht H. Die Belastbarkeit der Wâlzlager, Berlin, 1928.

152. Timed blatt powers pyro gyro. Product Engineering, 1961, v. 32, N 9.

ОГЛАВЛЕНИЕ

[illegible]

Нина Федоровна БАБАЕВА, Валентин Михайлович ЕРОФЕЕВ, Игорь Михайлович СИВОКОНЕНКО, Юрий Михайлович ХОВАНСКИЙ, Виталий Васильевич ХРУЩЕВ, Константин Николаевич ЯВЛЕНСКИЙ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ

Редакторы издательства *Т. С Васильева* *и И. А. Денина*

Переплет художника *Н. И. Васильева*
Технический редактор *Л В. Щетинина*

Корректор *Р. И. Беккер*

Сдано в производство 19/V 1967 г.
Подписано в печать 22/IX 1967 г. М-10534.
Формат бумаги 60×90[1]/16.
Бумага типографская № 2
Печ. л. 30,0. Уч.-изд. л. 28,5.
Тираж 7000 экз.
Заказ 963. Цена 1 р. 89 к.

Ленинградское отделение
издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
Ленинград, Д-65, ул Дзержинского, 10.

Ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградская типография № 1 «Печатный Двор»
имени А. М. Горького Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР,
г. Ленинград, Гатчинская ул., 26.

В 1968 году

ВЫХОДЯТ ИЗ ПЕЧАТИ СЛЕДУЮЩИЕ КНИГИ

Куцоконь В. А. и Шевченко-Грабский И. В., инженеры. **Расчет статических моментов и мертвых ходов в кинематических цепях точных приборов. Справочное пособие.**

Павлов Б. И., канд. техн. наук. **Шариковинтовые механизмы в приборостроении.**

Смирнов А. С., инж. **Допуски и посадки в приборостроении.** Изд. 3-е.

Погарев Г. В., канд. техн. наук. **Юстировка оптических приборов.**

Тарасов К. И., канд. физ.-мат. наук. **Спектральные приборы.**

Пищик Г. Ф., канд. техн. наук. **Напряжения и деформации в деталях оптических приборов.**

Чуриловский В. Н., засл. деятель науки и техн. РСФСР. **Теория хроматизма и аберраций третьего порядка.**

В случае отсутствия книг в местных магазинах заказы рекомендуем направлять по адресу: Москва, К-31, ул. Петровка, 15, магазин № 8, отдел „Книга-почтой"

ЗАМЕЧЕННЫЕ ОПЕЧАТКИ

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
102	18-я сверху и 3-я снизу	1,3 R	2 R
111	11-я сверху (формула II.17)	$\frac{3\mu' N}{8}$	$\frac{3\mu' Na}{8}$
111	13-я снизу	0,77	0,5